De Ingenieur

WEEKBLAD GEWIJD AAN DE TECHNIEK EN AANVERWANTE WETENSCHAPPEN

UIT DE INHOUD

ALGEMEEN GEDEELTE 39:

Het 9e C.I.O.S. te Brussel 5 t/m 11 Juli 1951, door ir P. H. Bosboom.

Het tekort aan geïnstalleerd vermogen der openbare electriciteitsvoorziening in Groot-Brittannië en de piekbelasting in ons land, door ir H. Giesbers.

TECHN. WETENSCHAP. ONDERZOEK 8:

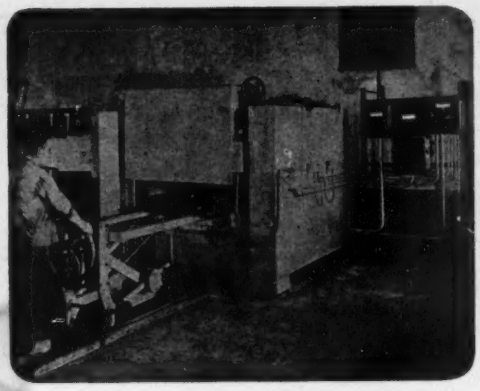
Gear Lubricant — A constructional Gear Material, door ir H. Blok.

WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW 15:

De compoundmotor, door H. A. Jansen.

Ingenieur • Jaargang 63 • No. 39 A 421-428; O 53-64; W 119-124 's-Gravenhage, 28 Sept. 1951

SMIT
NUMEGEN



Complete
gloei- en emailleerinstallaties

DE JONG-
OLIESTOOKINSTALLATIES

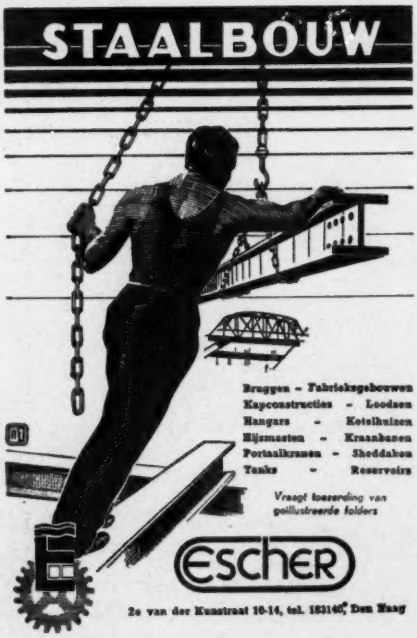
met Hogedruk Werveiverstuiving
systeem Dikkers-Bargeboer (geoctrooieerd)
voor fabrieken en schepen

A. DE JONG N.V.
MACHINEFABRIEK - VLAARDINGEN
HOFLAAN 7 - TEL. VLAARDINGEN 3941 - ROTTERDAM 69250

COMPRESSORS
voor alle gassen en iederen druk tot 1000 atm. voor alle doeleinden.
ZUURSTOF, STIKSTOF tot 99,9 %
DEPOTS DOOR HET GEHEELE LAND
Zuurstoffabrieken te Schiedam, Amsterdam, Utrecht, Groningen, Hengelo, Dieren, Tandjong Priok, Soerabaja en Bandoeng.
APPARATEN VOOR AUTOGENE METAALBEWERKING
Vakkundige reparatie van alle merken.

W. A. HOEK's
MACHINE- EN ZUURSTOFFABRIEK
MACHINEFABRIEK EN HOOFDKANTOOR TE SCHIEDAM

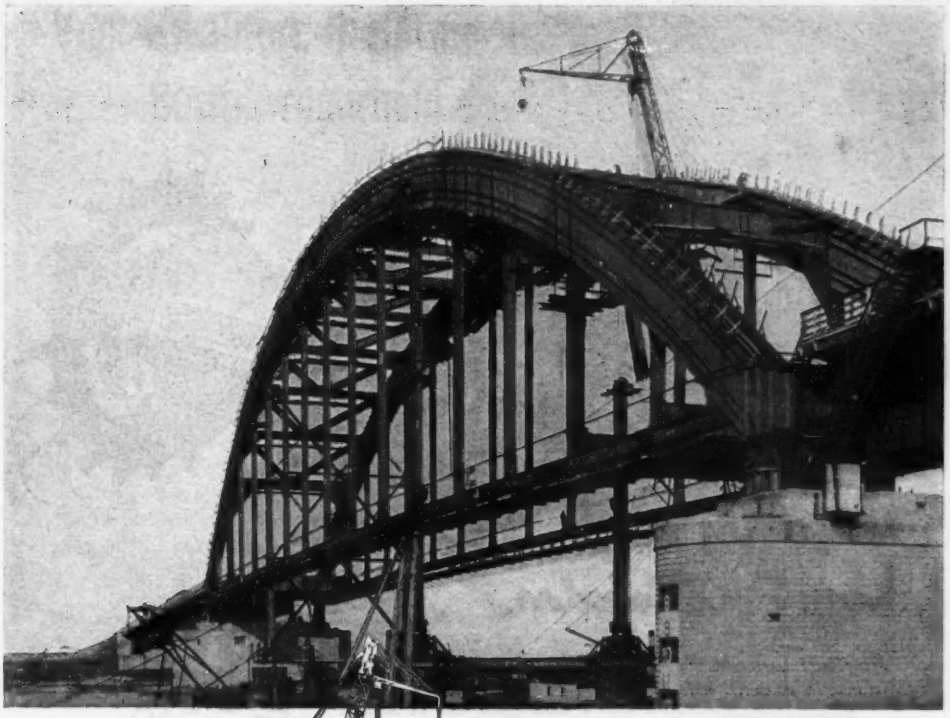
STAALBOUW



Bruggen - Fabriekgebouwen
Kapconstructies - Loodsen
Hangars - Ketelhuizen
Bijsmasten - Kraanbanen
Portaalkranen - Sheddaken
Tanks - Reservoirs

Vraagt toezending van geillustreerde folders

Escher
2e van der Kunstraat 10-14, tel. 183146, Den Haag



Werkspoor

Bruggen

vaste en beweegbare bruggen
voor gewoon verkeer
en spoorwegverkeer

WERKSPOOR

MACHINEFABRIEK TE AMSTERDAM • WAGON- EN BRUGGENFABRIEK TE UTRECHT

Bauduin

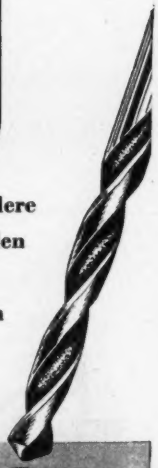
Van het een komt het ander

Van fietsen komt vrijen, van vrijage komt trouwen en van trouwen komen kinderen, die weer uit fietsen gaan. Enzovoort. Het is maar goed dat de smaken verschillen als het er om gaat een levenspartner uit te zoeken. Maar wie een rijwiel uitzoekt sta er op dat het een Beckson remnaaf heeft.

BECKSON de Nederlandse remnaaf - altijd remzeker

BECKSON

In Brummen, in de fabriek van BECKER'S SONS, worden iedere dag duizend Beckson remnaven gemaakt. Iedere dag worden meer Nederlandse rijwielen met deze remnaven uitgerust. Behoeft het betoog, dat voor de fabricage van Beckson remnaven BOFA-Boren worden gebruikt?!



VOOR IEDEREEN DIE GATEN BOORT, EEN BOFA-BOOR UIT AMERSFOORT

BOREN FABRIEK **BOFA**

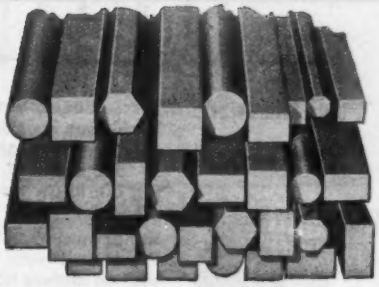
BOFA

AMERSFOORT-HOLLAND

Voor Kwaliteit, Uniformiteit, Betrouwbaarheid

moet U voorschrijven:

Bethlehem Steel



BETHLEHEM werkt met staalfabrieken aan de Oost- en de Westkust van de V.S. Ondanks de verspreiding van zijn werkzaamheden over het gehele continent, is Bethlehem toch een volledig gecentraliseerde organisatie. Elke stap in het maken van Bethlehem staalproducten, vanaf het winnen van het erts tot het laden van het eindproduct voor verscheping, wordt centraal gecontroleerd door ervaren staaltechnici. Deze centraal gecontroleerde productie, waarbij de modernste methoden en allergrootste technische kennis wordt toegepast, is Uw garantie, dat U een ongeëvenaarde kwaliteit ontvangt, onveranderlijke uniformiteit en betrouwbaarheid, wanneer U voorschrijft: Bethlehem steel. Bethlehem Steel Export Corporation, 25 Broadway, New York 4, U.S.A. Telegram-adres: "BETHLEHEM, NEWYORK."

Bethlehem's grote fabriekscomplex te Sparrows Point aan de haven van Baltimore, is de enige staalindustrie in de V.S., die aan water is gelegen, dat in open verbinding staat met de zee. Producten die voor export bestemd zijn, kunnen aan deze fabriek direct in zeeschepen worden geladen, waardoor het risico van mogelijke beschadiging door overladen tot een minimum wordt beperkt.

BETHLEHEM STEEL

Vertegenwoordiger voor Nederland: Lindeteves N.V.
J.W. Brouwersplein 20, Amsterdam-Zuid. Tel.: 25803–25804–25911–25912–90476.

505DU

Van Microwatts tot Kilowatts

Tussen deze uitersten kunt U een keus doen voor de Westinghouse Metaalgelijkrichter, die in uw bedrijf nodig is.

Vanaf een „Miniatuur Westector" voor Radio- en andere hoogfrequente toepassingen tot een moderne installatie voor Galvanische inrichtingen met een stroomsterkte van 16.000 Amp.

FABR. WESTINGHOUSE BRAKE & SIGNAL CO. LONDON

WESTINGHOUSE

VOOR GELIJKRICHTERS: WESTINGHOUSE
VOOR WESTINGHOUSE: H. R. SMITH N.V.

Aanvragen en bestellingen aan

H. R. SMITH N.V.

Keizersgracht 520, Amsterdam. Tel. 42012-41801

N.K.F.

N.V. NEDERLANDSCHE KABELFABRIEK, DELFT

Nu uit voorraad te leveren:

MATRA draaibanken

Type MDR 22 en 25

Centerhoogte . . . . . 220 of 250 mm
Draailengte . . . 1000, 1500 of 2000 mm
18 Spilsnelheden . tot 600, 750 of 1000 o.p.m.
Spilboring . . . . . 50 mm
Motorvermogen . . . . . 5,5 p.k.

Uitgevoerd met:
Gehardeen geslepen tandwielen en assen in tandwielkast.
Dubbele lamellen-koppeling, bediend vanaf slotkast.
Prismabed, met of zonder zak.

Alleenvertegenwoordigers:

n.v. Laagland

Tel. 77540 - Rotterdam
Piekstraat 20

DE INGENIEUR

WEEKBLAD GEWIJD AAN DE TECHNIEK EN DE ECONOMIE VAN OPENBARE WERKEN EN NIJVERHEID
ORGAAN VAN HET KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS
EN VAN DE VERENIGING VAN DELFTSE INGENIEURS

COMMISSIE VAN TOEZICHT: Jhr ir O. C. A. VAN LIDTH DE JEUDE / ir H. J. F. ECKENHUIJSEN SMIT, Secr. / Prof. ir C. M. VAN WIJNGAARDEN
VERANTWOORDELIJK HOOFDREDACTEUR: Ir H. SANGSTER. PLAATSVERVANGEND HOOFDREDACTEUR: Ir J. VON KÖNIGSLÖW
REDACTIE-ADRES (Tevens voor adreswijzigingen): PRINSESSEGRACHT 23 / 's-GRAVENHAGE / TELEFOON 117692

Het K.I.v.I. en de V.v.D.I. stellen zich niet verantwoordelijk voor de denkbeelden in de onderscheiden bijdragen ontwikkeld

Abonnementen en advertentiën: N.V. OOSTHOEK'S UITG. MIJ. DOMSTRAAT 1-3, UTRECHT, TELEFOON 19547. Giro 35973
Abonnementsprijs f 36,- p.j. / Buitenland f 39,25 Losse nrs. f 1.- Advertenties f 0,46 per mm per kolom van ¼ der pag. breedte / Contract Speciaal Tarief.

A. ALGEMEEN GEDEELTE 39.

Het 9e Congrès International de l'Organisation Scientifique (C.I.O.S.) te Brussel, 5 t/m 11 Juli 1951

Het negende Congrès International de l'Organisation Scientifique werd ditmaal door het Belgisch Instituut voor Efficiency georganiseerd. Door de centrale ligging van Brussel en door de stijgende belangstelling in organisatievraagstukken was de deelname buitengewoon groot, zodat veel organisatietalent nodig was om het de 1300 deelnemers een week lang naar de zin te doen zijn. Men is hier in het algemeen zeer wel in geslaagd en de kennis welke de verschillende landen van elkaars werk hebben op de gebieden welke het congres bestrijkt, is wederom zeer zeker toegenomen.

De grondslag voor de besprekingen werd gevormd door 12 rapporten welke ieder in een zitting werden behandeld.

Vanzelfsprekend kan een massa-congres als het onderhavige uitsluitend tendenties kenbaar maken en nooit details van methoden of oplossingen voor bepaalde gevallen naar voren brengen.

Vrijwel elk congres moet teleurstellen indien men meer vraagt dan oppervlakkige kennisname van elkanders werk. Door de op het congres gelegde contacten is echter naderhand verdieping in de problemen zeer wel mogelijk en zeker op dit congres is van de gelegenheid tot het leggen van internationale en ook nationale contacten ruimschoots gebruik gemaakt.

Ondanks de aan de voorbereiding bestede moeite heeft men niet kunnen voorkomen dat vele rapporten duidelijk doen uitkomen in welk land de eindredactie is opgesteld.

Zo stelt bijvoorbeeld het verschil in mentaliteit van de arbeider in de Verenigde Staten, Engeland, België en Nederland geheel verschillende eisen aan de organisatie van het efficiency-werk in de bedrijven en aan de organisatie van deze bedrijven zelve. De rapporten betreffende de structuur van de Organisatie en Arbeidsmeting getuigen sterk van hun Engelse, respectievelijk Amerikaanse oorsprong, waardoor de conclusies bezwaarlijk als juist voor meerdere landen kunnen worden aanvaard.

Een groot deel van de discussietijd gaat dan verloren aan het kenbaar maken van verschillen en het op grond daarvan bestrijden van de conclusies. Voor de geïnteresseerde waarnemer kan ook dit echter hoogst interessant en leerzaam zijn.

Toch moet het worden betreurd, en dat geldt voor vele andere congressen evenzeer, dat de personen welke in de discussie zijn betrokken, zowel steller van de vraag als beantwoorder ervan, veel te veel één bepaalde conclusie of bepaalde zienswijze willen opdringen in plaats van te aanvaarden dat er meerdere oplossingen zijn en dat afhankelijk van de situatie, dan de ene en dan de andere de juiste zal zijn. In de discussies kan dan blijken welke gevallen er zijn en welke oplossingen en wellicht het verband tussen beide. Dit niveau hebben de discussies te Brussel zeker niet bereikt. De vraag echter, hoe men dit op een congres als dit, indien mogelijk, zou moeten bereiken is wel van belang voor organisatoren van komende congressen.

De 12 discussies waren aan de volgende onderwerpen gewijd:

I. De structuur van grote bedrijven.
II. Werkmethoden en efficiency voor leiders van bedrijven.
III. Arbeidsmeting.
IV. Kwaliteitscontrôle.
V. Gemeenschapsgevoel in het bedrijf.
VI. Werkclassificatie.
VII. Middelen ter verlaging van distributiekosten.
VIII. Variabele budgettering.
IX. Methoden ter vereenvoudiging van de huishouding.
X. Boerderij organisatie.
XI. De organisatie van het openbare bestuursapparaat.
XII. Vorming van leidinggevend personeel.

In het algemeen werden uit de discussies geen belangrijke aanvullingen op de rapporten verkregen, wellicht met uitzondering van rapport III, waarin zeer ten onrechte het MTM-systeem veel te veel op de voorgrond wordt geschoven hetgeen dan ook de conclusie van de discussie kan worden genoemd.

Het is niet mogelijk om in dit bestek op de inhoud van de rapporten nader in te gaan, hoewel enkele ervan zeer lezenswaard zijn door de gecomprimeerde vorm waarin de huidige stand van de ontwikkeling is weergegeven. De rapporten I, VI, VIII en XII kunnen in dit verband in het bijzonder

worden genoemd, waarbij we nog kunnen opmerken dat het rapport „Flexible and variable budget" door de Nederlandse hoogleraar prof. dr A. MEY is samengesteld.

In het algemeen was de bijdrage van Nederland in het materiaal en de deelname aan het congres aanzienlijk.

De ogenblikkelijke vertaling van al het gesprokene en de radiocommunicatie met elk der deelnemers in twee talen bracht de nadelen van het voeren der discussies in Frans en Engels tot een minimum terug.

Ir P. H. BOSBOOM.

Het tekort aan geïnstalleerd vermogen der openbare electriciteitsvoorziening in Groot-Brittannië en de piekbelasting in ons land

Zoals bekend is er sedert het einde van de oorlog een min of meer chronisch tekort aan geïnstalleerd vermogen in de centrales van de „British Electrical Authority" (B.E.A.). Het ziet er naar uit, dat dit tekort in de komende winter nog ernstiger zal zijn dan in de voorafgaande jaren, vooral wanneer de weersomstandigheden ongunstig zouden zijn. Hoewel dit jaar opnieuw aanzienlijke uitbreidingen tot stand zijn gekomen, blijft het tekort groeien. De B.E.A. verwacht dat, zonder piekbeperkende maatregelen, de maximale vraag in de komende winter 13.800 MW bij normale weersomstandigheden, resp. 15.100 MW bij strenge koude zal zijn. Opvallend is daarbij de aanzienlijke piektoename van 1300 MW [1]) (9,5 %), als gevolg van het ruim gebruik van electrische kachels en warm water in de woningen op een — voor de piekbelasting — ongelegen tijdstip, omstreeks 8 uur des morgens.

Ondanks het feit, dat tegen midden December het geïnstalleerd beschikbaar vermogen met 900 MW (Febr. '52 1.100 MW) zal zijn toegenomen, is het totaal beschikbaar vermogen per December slechts 12.000 MW, derhalve een *tekort* van 1800 MW resp.-3100 MW.

Deze cijfers tonen wel aan, dat de situatie zeer ernstig is en dat maatregelen ter beperking van de piekbelasting zowel door de industriële als door de huishoudelijke verbruikers genomen moeten worden. De electriciteitsbedrijven zelf zullen door frequentie- en spanningsverlaging de belasting drukken met 600—1200 MW al naar gelang de omstandigheden, maar er blijft nog een tekort van ca 1200 MW, te overbruggen door de verbruikers. Men verwacht van de industrie, dat zij door relatieve verschuiving der werktijden in de verschillende districten en door het stopzetten van niet aan een bepaald tijdstip gebonden werkzaamheden tijdens de piekuren, de industriële piekbelasting met 600 MW zal verminderen (vorig jaar 300 MW). Voor de nog resterende 600 MW piekbelastingsvermindering wordt regionaal een beroep gedaan op huishoudelijke verbruikers en winkeliers, naast een verbod van étalage- en reclameverlichting en andere maatregelen. De situatie is dus verre van rooskleurig en het is wel duidelijk, dat bij ongunstige weersomstandigheden het afschakelen van belasting — met als gevolg productieverlies voor de industrie — onvermijdelijk zal zijn, hetgeen trouwens ook in de voorafgaande winters herhaaldelijk is voorgekomen. De omroep en andere telecommunicatiemiddelen zullen worden gebruikt om de industrie te waarschuwen, wanneer de situatie kritiek dreigt te worden. Het is altijd nog beter tijdig een deel van de fabriek stop te zetten dan dat later de gehele fabriek door het afschakelen van de voeding geheel tot stilstand komt.

In de afgelopen winter (18-12-50) bedroeg de werkelijke piekbelasting 11.242 MW. Op dat ogenblik was de vraag naar schatting 13.457 MW, zodat door opzettelijke frequentie- en spanningsverlaging, alsmede door het afschakelen van belasting, niet minder dan 2215 MW is weggewerkt. Zonder industriële belastingsspreiding zou de vraag nog ca 300 MW hoger geweest zijn, derhalve ca 13.757 MW. Aangezien er op genoemde datum geen strenge koude was, zou men hieruit moeten concluderen, dat de in het begin van dit bericht genoemde cijfers (13.800—15.100 MW) wellicht aan de lage kant zijn, immers zij veronderstellen een natuurlijke groei van de piek van slechts ca 5 %.

Aan extra geïnstalleerd vermogen is in 1950 965 MW ter beschikking gekomen, voor 1951 was 1100 MW geprojecteerd, maar volgens bovenstaand cijfer van 900 MW is men hiermede blijkbaar enige maanden in vertraging. Voor de komende jaren verwacht men een stijgende toename van 1300—1550 MW per jaar aan geïnstalleerd vermogen.

Wij mogen ons hier in Nederland gelukkig prijzen, dat de situatie in onze electriciteitsvoorziening belangrijk gunstiger is. In de afgelopen winter bedroeg de piekbelasting van alle openbare bedrijven tezamen 1280 MW, zonder dat afschakeling nodig was en voorzover mij bekend ook zonder opzettelijke frequentieverlaging. Wij zijn overigens, nu wij met het Duitse net parallel lopen, geen heer en meester meer van de frequentie. In de komende winter zal de toestand in het Westen, Midden en Zuiden van ons land ongetwijfeld moeilijker worden dan verleden jaar, maar laat ons hopen dat afschakelingen niet nodig zullen zijn. In het Westen komt 50.000 kW of meer extra vermogen ter beschikking, de nieuwe 150 kV-verbinding Amsterdam—Utrecht zal onderlinge hulpverlening in meerdere mate mogelijk maken en de natte zomer zal nabuurlanden meer bereid doen zijn ons waterkracht-kW's af te staan via de koppelingstransformator in Lutterade. Zo de koppeling in Deventer met het Oosten des lands tijdig tot stand komt kan ook van daaruit hulpverlening in westelijke richting geschieden.

De invloed van het weer op de piekbelasting is gelukkig hier te lande kleiner dan in Engeland en het getuigt van wijs beleid, dat onze warmwaterreservoirs grotendeels met nachtstroom worden gevoed.

Volgens mededeling [2]) van de Vakgroep Electriciteitsbedrijven bedroeg de landelijke piekbelasting op 7-12-'50 1280 MW, zonder piekbeperking zou dit 1450 MW geweest zijn, zodat de piekbeperkingsactie inderdaad zeer goede vruchten heeft afgeworpen. Een besparing van 170 MW (12 %) is niet gering, dat zijn ruim 3 machines van 50 000 kW. Bovendien is de winterbelastingsfactor met rond 6 % verbeterd, wat ongetwijfeld de brandstofeconomie ten goede is gekomen

Mag ik tenslotte de lezers van *De Ingenieur*, met bovengenoemde cijfers voor ogen, verzoeken er in hun huishoudens het hunne toe bij te dragen om van 15 November a.s. af de ochtendpiek en avondpiek te beperken en daarmede onze collega's centrale-ingenieurs te helpen. Dus geen electrische kacheltjes, geen buitenlandse radio en geen geroosterd brood aan het ontbijt!

Ir H. GIESBERS.

[1]) Dat zijn 1.300.000 kacheltjes van 1000 Watt.

[2]) Zie *Electrotechniek* n° 13, 1951, pag. 241.

BERICHTEN VAN ALLERLEI AARD

Buitengewone vergadering van de Senaat der T.H. op 1 October 1951

Op deze vergadering, welke te 15.00 in de Westerkerk te Delft aanvangt, zal de Rector Magnificus verslag geven van de lotgevallen der Hogeschool in het afgelopen studiejaar.

Nederlandse Natuurkundige Vereniging

Wetenschappelijke Vergadering op Zaterdag 20 October 1951 om 14.30 in het Kamerlingh Onnes Laboratorium, Nieuwsteeg 18, Leiden

Dagorde:

1. H. A. TOLHOEK (Utrecht): *Verschijnselen, optredende bij radioactieve, gerichte atoomkernen.*
2. O. J. POPPEMA (Groningen): *Het richten van atoomkernen en de detectie van deze oriëntatie.*

Bezichtiging van het Rijksmuseum voor de Geschiedenis der Natuurwetenschappen.

De bezoekers aan de hierboven aangekondigde vergadering kunnen des morgens van 11 tot 13 uur deelnemen aan een excursie naar het Rijksmuseum voor de Geschiedenis der Natuurwetenschappen, Steenstraat 1A, Leiden, waar een rondgang onder deskundige leiding zal plaatsvinden. De toegangsprijs tot het Museum is 10 cent. Tussen 10.30 en 11 uur wordt door het Museum aan de deelnemers een kop koffie aangeboden.

Van 13 tot 14 uur is er gelegenheid voor een gemeenschappelijke lunch (voor eigen rekening) in de „Harmonie", Breestraat 16, Leiden, à *f* 1.50. In het Kamerlingh Onnes Laboratorium wordt koffie geschonken voor degenen, die een zelf meegebrachte lunch daar wensen te gebruiken.

Zij, die aan de excursie naar het Museum of een van de lunches wensen deel te nemen, gelieven zich vóór 18 October a.s. op te geven aan dr G. J. VAN DEN BERG, p/a Kamerlingh Onnes Laboratorium, Nieuwsteeg 18, Leiden, met duidelijke vermelding van de lunch, die zij wensen te gebruiken.

Studiegroep voor Verpakking van het Ned. Instituut voor Efficiency

De deelnemers aan bovengenoemde, in het begin van dit jaar gevormde groep zijn uitsluitend verpakkingsdeskundigen, die door uitwisseling van ervaring en bestudering van wat elders op het gebied van verpakkingen wordt gepresteerd, er toe willen bijdragen, dat Nederland op dit gebied niet bij andere landen ten achter blijft.

De Studiegroep werkt ten nauwste samen met het Proefstation voor Verpakkingen T.N.O. en heeft reeds een begin gemaakt met het leggen van contacten met buitenlandse organisaties, alsook met die instellingen in Nederland, die zich bewegen op gebieden, die aan dat der verpakkingen grenzen.

Cursus Moderne Bedrijfsorganisatie van het N.I.V.E.

Het Nederlands Instituut voor Efficiency organiseert ieder jaar cursussen over moderne bedrijfsorganisatie in verschillende steden van het land.

In het seizoen 1951/1952 zullen de cursussen voor *Hoger Leidinggevend Personeel* gehouden worden te Amsterdam, Hengelo, Rotterdam en Utrecht.

De cursussen voor *Werkmeesters en Bazen* worden gehouden te Amsterdam, Arnhem of Nijmegen, Apeldoorn of Zwolle, Breda of Tilburg, 's-Gravenhage, Groningen, Heerenveen, Helmond, Hengelo, Maastricht, Rotterdam en Utrecht.

De lessen worden steeds in de avonduren gegeven op een vaste dag in de week.

Voor nadere inlichtingen en toezending van een uitvoerig prospectus kan men zich wenden tot het Bureau van het Nederlands Instituut voor Efficiency, Willem Witsenplein 6, 's-Gravenhage.

Najaarsvoordrachten en cursussen van het Mathematisch Centrum

Het Mathematisch Centrum organiseert in het komende najaar de volgende cursussen:

Zuivere Wiskunde (Amsterdam)

1. *Elementaire onderwerpen van hoger standpunt uit.*
   Sprekers: H. J. A. DUPARC: *Enige toepassingen van de stelling van Casey uit de vlakke meetkunde*; dr J. J. SEIDEL: *Euclidische en niet-euclidische meetkunde, van metrisch standpunt beschouwd*; prof. dr J. KOREVAAR: *De nulpunten en de asymptotische ontwikkeling van de Besselfuncties gevonden zonder ingewikkelde formules of langdradige berekeningen* en *Het hoger onderwijs in de Verenigde Staten van Amerika.*
2. Colloquium: *Getallentheorie*, onder leiding van prof. dr S. G. VAN VEEN.
3. *Korte voordrachten*:
   Sprekers: A. NYENHUIS: *Een toepassing van anholome coördinaten*; T. J. TERPSTRA: *Een betrouwbaarheidsinterval voor de kans, dat een normaal verdeelde grootheid een zekere waarde overschrijdt*; C. G. LEKKERKERKER: *Stapeling van bollen*; dr C. G. G. VAN HERK over een nader aan te kondigen onderwerp.
4. *Avondcursussen* onder leiding van de heren dr G. W. DECNOP, H. J. A. DUPARC en dr W. PEREMANS.

Te 's-Gravenhage zal onder leiding van prof. dr F. LOONSTRA een cursus worden gehouden met als onderwerp: *Theorie van Galois.*

Te Sittard zal door dr W. PEREMANS een cursus *Vectoranalyse* worden geleid.

Te Eindhoven wordt onder leiding van prof. dr A. HEYTING een cursus georganiseerd over *Elementaire meetkunde van hoger standpunt belicht.*

Toegepaste Wiskunde.

Te Amsterdam: Colloquium over *Mathematische problemen uit de praktijk*, onder leiding van prof. dr S. C. VAN VEEN en dr R. TIMMAN.

Verder een cursus over: *Methoden der mathematische physica*, door dr R. TIMMAN en een over: *Parametervrije methoden der statistiek.*

Voor volledige inlichtingen wende men zich tot het Mathematisch Centrum, 2e Boerhaavestraat 49, Amsterdam-O.

Hoofdcommissie voor de Normalisatie in Nederland

Nieuwe Normbladen

Van 23 Juni tot en met 31 Augustus 1951 zijn de volgende normen verschenen:

N betekent: definitieve norm.
V betekent: ontwerp, waarop critiek wordt verzocht.

0 Algemene aanwijzingen v. boekwerken, geschriften, enz.
V 5046 Ontwerp-woordenlijst Grafische Techniek.

621.64 *Pijpleidingen en toebehoren.*
V 1707 Haakse stopkraan voor waterleiding. Overzichtsblad.
V 1708 Haakse stopkraan voor waterleiding. Onderdelen.

621.791 *Lastechniek.*
V 1062 Electrisch booglassen met de hand.

621.8 *Werktuigonderdelen.*
V 1783 Stapelbord 80×100 cm² aan vier kanten opneembaar
V 1784 Stapelbord 80×100 cm² aan twee kanten opneembaar
V 1785 Stapelbord 100×120 cm² aan vier kanten opneembaar
V 1786 Stapelbord 100×120 cm² aan twee kanten opneembaar
V 1787 Stapelbord 120×180 cm² aan twee kanten opneembaar

621.9 *Gereedschap en werktuigen.*
V 1397 Gereedschap. Draaibeitels, mesbeitel, snelstaal, stompgelast.
V 1661 Gereedschap. Draaibeitels, mesbeitel, hardmetaal.

625 *Verkeerswegen.*
N 533 Keitjes voor kleinplaveisel (gewijzigde 2e druk).
N 534 Keien (gewijzigde 2e druk).

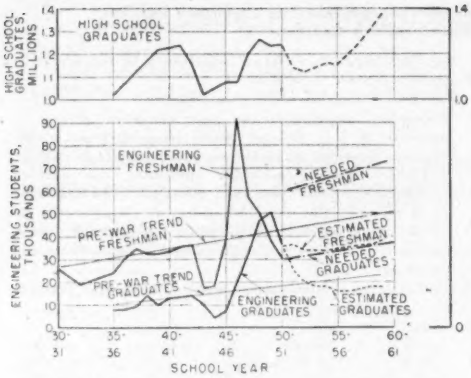


Fig. 1. Aantallen afgestudeerden resp. ingeschrevenen in de V.S.

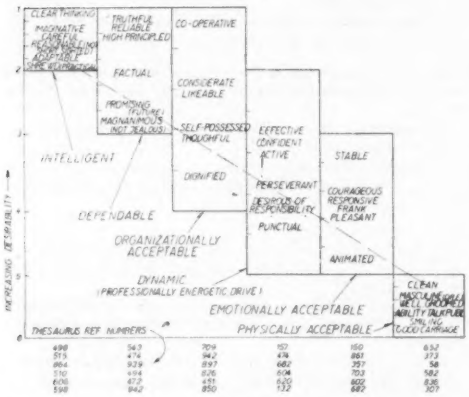


Fig. 2. Eigenschappen door de werkgevers in de aankomende ingenieurs gewaardeerd.

635 *Tuinbouw.*

N 1667 Benamingen in de tuinbouwtechniek. Spuitinstallaties.

N 1668 Benamingen in de tuinbouwtechniek. Spuitstokken.

N 1669 Benamingen in de tuinbouwtechniek. Spuitwerktuigen.

N 1670 Benamingen in de tuinbouwtechniek. Spuitpompen.

637.0/3 *Zuiveltechniek.*

V 1358 Bepaling van de densiteit(dichtheid) van karnemelk, aangezuurde ondermelk en melkyoghurt, bij 20° C met de lactodensimeter.

V 1381 Peroxydaseproef. Reactie van Storch.

667 *Verf, vernis en lak.*

N 941 Benamingen op verf- en vernisgebied.

676 *Papier en Karton.*

N 1109 Papieronderzoek. Bepaling van het basisgewicht.

677 *Textielindustrie.*

V 979 Textielonderzoek. Bepaling van de treksterkte en rek bij breuk van een garenmonster.

V 1440 Hennep- en gemengd bindtouw.

678 *Rubbernijverheid.*

V 1426 Sponningband voor vensters.

N 1454 Pakkingringen voor inmaakflessen (zg. lipringen).

Deze normen zijn verkrijgbaar bij de boekhandel of rechtstreeks bij de Uitgeverij Waltman te Delft.

De Ingenieursopleiding in de V.S.

Deze geeft, wat betreft de aantallen der jaarlijks ingeschrevenen, resp. afstuderenden, reden tot ongerustheid volgens de gegevens van de Engineering Manpower Comm. van de Engineers Joint Council. (Zie fig. 1).

In de laatste 15 jaar was het aantal afstuderenden steeds ongeveer de helft van het aantal nieuw ingeschrevenen of minder. Voor de periode 1950—1960 verwacht men, dat het *benodigd* aantal afstuderenden ruim het dubbele zal zijn van het aantal, dat in die jaren werkelijk afstudeert. Zelfs volgens de meest optimistische schattingen zal er in 1954 een tekort van 40.000 zijn. De werkgelegenheid voor ingenieurs zal dus sterk toenemen.

Op een vraag van de zijde der studenten, in hoever een graad, hoger dan de in de V.S. normale bachelorgraad, de betrokkene materieel voordeel belooft, antwoordde de leider van het Westinghouse speurwerklaboratorium, dat de graad van Doctor voor laboratoriumwerk aanleiding tot hoger salaris was, een verschil, dat zich in het particuliere iets meer accenteert dan in de Overheidsdienst. Merkwaardig is, dat in het overigens vrij uitvoerig artikel, waarin deze en andere vragen worden beantwoord, over de Master-degree niet wordt gesproken.

In hetzelfde artikel wordt een overzicht gegeven van de eigenschappen, die door werkgevers in aankomende ingenieurs worden gewaardeerd (resp. geschuwd), met een aanschouwelijk diagram der rangorde (zie fig. 2). Het valt daarbij op, dat blijkbaar „helder denken" en „betrouwbaarheid" op de voorgrond staan en niet, zoals men in Nederland vaak hoort: Vitaliteit (Dynamic, professionally energetic, drive); deze komt eerst in de tweede helft der groepen gewenste eigenschappen. De relatieve belangrijkheid wordt door een helling aangeduid. Voor de speurwerkers, constructeurs en algemene ingenieurs is de helling het sterkst; voor de managing en production engineers minder steil om tenslotte voor de ingenieurs, die zich met de verkoop moeten bezighouden, practisch te verdwijnen (soms wellicht in tegengestelde richting om te slaan.)

Aangaande de bevrediging, die in het beroep gevonden kan worden, werd geantwoord, dat de beste bevrediging vaak die is, welke onverwacht komt, wanneer belangstelling en toewijding verder gaan dan het strikt nodige.

Mechanical Engineering, Juni 1951. M. F. S.

Uit het buitenland

Een Engelse wijkverwarming, welke haar warmwater ontvangt van een electrische centrale (Battersea), is in een onlangs geopende woonwijk, te Pimlico op de noordoever van de Thames, aangebracht. Met de uitlaatstoom der centrale wordt het circulerend water op 93° C gebracht. De hoofdleidingen met een doorsnede van 30 cm gaan door een bestaande tunnel onder de Thames door. Gebruik wordt gemaakt van een warm-water voorraadtank om de wisseling van de belasting der centrale te compenseren. De kamertemperatuur wordt in de woonkamers op 65° F, in de andere vertrekken op 60° F gehouden, wanneer de temperatuur buiten even onder het vriespunt ligt. Warm water is er 68 liter van 54 à 55° C per persoon, per dag beschikbaar. Het gaat om een wijk van 1600 woningen en een wijk van 1220 flats tezamen voor bijna 10.000 bewoners.

Het staalverbruik der Australische industrie moet in vele gevallen voor een zeer hoog percentage (soms tot 90%) door import gedekt worden, zodat de invoerrechten van groot belang zijn, vooral op een markt, waar een drastisch staaltekort tot uiting komt. Onder deze omstandigheden wordt gewezen op de enorme prijsverschillen, die voor de Australische verbruiker bestaan. Voor in Australië geproduceerd staal, waarvan er zeer weinig is, moet hij £ 28 per ton betalen. Voor staal uit Gr. Brittannië en N. Ierland £ 49 en voor staal uit Japan £ 110, welk staal niettemin *moet* worden gekocht om de behoefte te dekken. De tariefpolitiek schijnt dus momenteel haar doel voorbij te hebben gestreefd. Anderzijds komt hierdoor aan

het licht dat in verhouding tot het deel van de Australische industrie, dat staal verwerkt, een te klein deel de grondstoffen: staal en steenkool produceert, welke achterstand echter niet terstond is in te halen.

Zout uit zeewater werd onlangs als proef in Zuid Australië gewonnen (3000 t). Het probleem was niet-poreuze natuurlijke zoutpannen te doen ontstaan. Dit werd bereikt door de pannen constant met water bedekt te houden, waardoor zich op de bodem een gipslaag vormde en zij voldoende waterdicht werden. Tenslotte werd een laag van 15 cm zout op de bodem afgezet.

De grootste petroleum raffinaderij van Australië, welke nabij Melbourne gebouwd zal worden en waarvan de bouwkosten op £ 5 millioen worden geraamd, zal petroleum uit Brits Borneo verwerken, waardoor dollars zullen worden bespaard.

In een Franse hoogoven van 6,50 m werden grote brokken erts verwerkt, omdat de maalinrichting nog niet gereed was. Deze proef was nog nooit genomen en men verwachtte ernstige storingen. Het bleek echter, toen men een jaar hiermee was voortgegaan, dat de druk regelmatig en het product bevredigend bleef, zodat de productiekosten bleken te kunnen worden gereduceerd. De vorm van de oven bleek bij nader onderzoek van dien aard te zijn, dat deze zelfs beter geschikt was voor ongemalen erts, vooral wanneer schroot tussen de brokken was gemengd.

The Engineer, 27 Juli 1951.

De niveau-stijging van de bodem door vorst werd in Frankrijk op verschillende grondsoorten, van zuiver zand tot half kleiachtig, onderzocht. Waar de vorst 22 cm in de bodem doordrong werd vaak een niveau-stijging van 2½ cm geconstateerd, doch het komt veel voor, dat deze stijging nog in de orde van grootte van 1 cm is, wanneer de vorst slechts 2 cm is doorgedrongen; er is dus geen proportionaliteit.

Men kon het verschijnsel dus niet uitsluitend toeschrijven aan het vergroot volume van water dat bevriest, omdat er dan een nauw verband zou bestaan tussen de diepte van de bevroren laag en de niveaustijging, en men kwam er dan ook toe, aan te nemen, dat water uit diepere lagen opsteeg. Dit wordt bevestigd door de omstandigheid, dat de vochtigheid van bevroren lagen de neiging heeft, toe te nemen. Dat de bodem onder deze omstandigheden als een opzuigende lamp-kous kan werken, blijkt o.a. hieruit, dat in de onmiddellijke nabijheid van water zich soms op de grond verticale ijskristallen kunnen vormen, die in één nacht enkele centimeters hoog kunnen worden.

Bij lichte vorst is geen zijdelingse druk, wel niveauverhoging van de grond waargenomen.

Lassen van aluminium is bij verschillende temperaturen en zelfs koud mogelijk. Bij 490° C is een druk van 1½ kg/mm² voldoende, terwijl bij 20° de druk minstens 60 kg/mm² moet bedragen. Voor dit doel heeft de General Electric Co. een pers ontwikkeld, die 200 kg/mm² druk kan uitoefenen. Onder zulk een druk dringen de moleculen der te hechten voorwerpen in- of tussen elkander door, terwijl zijwaartse vloeiing van het metaal optreedt. De aldus ontstane las heeft 80% van de trekkracht van het oorspronkelijke metaal. De te hechten oppervlakken moeten uiteraard zeer goed gereinigd zijn maar ook enkele uren daarna is het lassen op deze wijze nog mogelijk, mits men ze vrij houdt van vocht en vet. Men verkrijgt even goede resultaten met een geleidelijke drukverhoging als met een stampmachine.

Het doen indringen van heipalen en damplanken d.m.v. vibratie is blijkens een recente Russische publicatie uiterst doelmatig gebleken. De verticale trilling aangewend door electrisch aangedreven vibratoren vermindert dermate de wrijving en de adhesie, dat bij een bepaalde trilling de metalen damplanken onder hun eigen gewicht in de bodem zinken, alsof deze een brij was, en wel met een snelheid die soms tot 10 à 12 m per minuut gaat. Naar men zegt, kan men dit ook doen met buizen voor geologisch onderzoek. Volgens dit systeem heeft men in 1950 volgens bedoelde publicatie in Rusland reeds 10.000 t damplanken op hun plaats gebracht.

Le Génie Civil, 1 Aug. 1951.

Een belangrijke energiebijdrage voor Engeland uit atoomkracht verwacht de Advies-Raad onder voorzitterschap van Sir HENRY TIZARD eerst na verloop van de tijd van één generatie, zoals werd medegedeeld in het onlangs verschenen Witboek (Cmd. 8299). Een doelmatiger gebruik van de bestaande energiebronnen mag dus niet verwaarloosd worden, al kunnen er landen zijn, waar energieproductie uit atoomkracht spoediger in aanmerking en tot ontwikkeling zal komen. Met proeven in deze richting zal Engeland evenwel niet achter mogen blijven. Het vraagstuk ligt voor een groot deel op het gebied der *metallurgie*.

Grote irrigatiewerken in de Jordaan-vallei, tussen het meer van Tiberias en de Dode Zee, staan op het programma van Jordanië. Het doel is de irrigatie van ruim 50 duizend ha, om zoveel mogelijk Arabische vluchtelingen een duurzaam bestaan binnen het Rijk mogelijk te maken. De kosten worden geraamd op £ 23 millioen; de voltooiing zal 16 jaar eisen met 6 à 7000 arbeiders, doch in 4 achtereenvolgende stadia worden volbracht, waarbij ook de waterstand van de rivier de Yarmuk door middel van een reservoir zal worden geregeld.

Benaderende formules ten dienste van ontwerpen komen vaak niet tot stand door uiteenlopende oorzaken: bv. doordat het niet lukt een eenvoudig te hanteren formule te vinden voor een voldoend grote scala verwante gevallen, maar ook nog wel: doordat de deskundige er meer voordeel in ziet, zijn werk niet door het opstellen van zulk een formule in handen van minder bekwamen te doen komen. Ook handboeken laten meestal na, ten dienste van de daaruit mogelijke toepassingen, deze aan het slot bv. in een honderdtal regels benaderende formules samen te vatten. In de gevallen, waarin niet van alle factoren, die van belang kunnen zijn, de waarde kan worden bepaald, zijn beproefde experimentele formules van de grootste waarde voor veilig en economisch werken. Soms worden ook nog berekeningswijzen gevolgd, die berusten op een techniek, welke reeds is achterhaald. Een voorbeeld hiervan is de berekening der overbrenging, waar de overgang van de cycloide tandoverbrenging met vaste steekcirkel naar de involute of evolute met een enigszins variabele steekcirkel nog veelal niet door een overeenkomstige berekeningswijze is gevolgd, zodat het meest economisch ontwerp kunstmatig (door traditionele oorzaken) wordt verhinderd. Een uitvoerig artikel in onderstaand nummer van *The Engineer* licht dit toe.

De kosten van aluminium legeringen voor constructies zijn naar volume 2½ maal zo hoog als die van staal, zodat zo zuinig mogelijk geconstrueerd moet worden. Dit wordt echter bemoeilijkt, doordat men in het nieuwe materiaal nog zelden gelegenheid tot massaproductie krijgt. Daardoor bestaat er in de beschikbare profielen (in vergelijking met die van staal) nog steeds een beperkte keuze. Deze zal eerst langzamerhand worden vergroot maar dan ook ertoe mede werken zuinig ontworpen aluminiumconstructies mogelijk te maken, die daardoor concurrerend in prijs worden.

Het langdurig verblijf in onderzeeërs met snuiver-inrichting (welke als Nederlandse, zij het door de Duitsers geaccapareerde, uitvinding door de Engelsen wordt erkend) biedt verschillende moeilijkheden. Als er iets met de snuiver gebeurt, kunnen de snellopende motoren (in de verongelukte Affray liepen zij langzaam) een relatief vacuum doen ontstaan, waardoor de bemanning buiten bewustzijn geraakt. Hiertegen kan een automatisme beveiliging bieden. Het grootste bezwaar bleek echter te bestaan in het lang onder water blijven, hetgeen sommige Duitse bemanningen gedurende meer dan 8 weken, nl. de hele reis, schijnen te hebben volgehouden; de plaatsbepaling geschiedde uitsluitend radiografisch.

Het geheel witgeverfde inwendige met steeds brandende electrische lampen, uiterst eng en met allerlei eveneens witgeverfde voorwerpen gevuld, had op den duur een zeer schadelijke uitwerking op de bemanning, lichamelijk (10 kg gewichtsverlies) zowel als psychisch. Daarom worden in de V.S. proeven genomen met verschillende gevarieerde tinten (van groen-grijs tot geel-grijs) voor de beschildering van het inwendige en met verbetering van de aard en de kleur van de verlichting (soms vleeskleurig), die ook telkens verplaatsbaar werd gemaakt. Met eenvoudige doch weldoordachte middelen schijnen gunstige resultaten bereikt te zijn, maar men heeft nog niet de proef genomen met 8 weken onder water. Deze proeven hebben ook belang voor de werkelijke 100% onderzeeër met peroxydewaterstof-motoren, waarvan thans de eerste in de V.S. gebouwd wordt.

Het aantal locomotieftypen in Engeland wordt verkleind. Deze locomotieven zullen ook voor allerlei doeleinden gebruikt worden en practisch ongeacht de tijd, die sedert de laatste periodieke revisie is verlopen, waarmede tot nu toe in Engeland bij de bepaling van de diensten wel rekening werd gehouden. Dit vereenvoudigt weliswaar de administratie van hun gebruik. Men verwacht er evenwel een daling der prestatie van en ook een daling van de belangstelling en zorg van het personeel, dat deze locomotieven moet bedienen.

The Engineer, 3 Augustus 1951.

PERSONALIA

Ambtsaanvaarding prof ir C. Schouten

Prof. ir C. Schouten, benoemd tot buitengewoon hoogleraar in de afdeling der mijnbouwkunde om onderwijs te geven in de ertsscheiding, zal Woensdag 3 October 1951 des namiddags te 3 ure in een openbare senaatsvergadering in de vergaderzaal van de Senaat der Technische Hogeschool, Oude Delft nr 118, een rede houden naar aanleiding van zijn ambtsaanvaarding.

Ir G. P. M. Dikötter, te Terneuzen, is bij K.B. verlof verleend tot het aannemen van het onderscheidingsteken van ridder in de Orde van de H. Gregorius de Grote.

Ir D. van den Berg is thans wederom werkzaam als ingenieur der telegrafie en telefonie bij het Centrale Laboratorium der P., T. en T. te 's-Gravenhage.

Ir H. J. E. Heikens is per 1 Augustus 1951 als ingenieur in dienst getreden bij de N.V. Meelfabriek „De Sleutels" in Leiden.

Ir J. Snijder is met ingang van 1 September 1951 benoemd tot Directeur van Openbare Werken te Zwolle.

Ir H. Zijlstra, wonende te Bandoeng, is bij beschikking van de Minister van Onderwijs, Kunsten en Wetenschappen benoemd tot tijdelijk leraar aan de R.H.B.S. te Alkmaar.

Ir A. E. Smith is per 1 September 1951 in dienst getreden als ingenieur 1e klas bij het Waterschap „Zuiveringschap De Donge" te Donge.

Ir J. C. Doornberg, wonende te Oegstgeest, is bij beschikking van de Minister van Onderwijs, Kunsten en Wetenschappen benoemd tot tijdelijk leraar aan de R.H.B.S. te Middelharnis.

Ir A. J. Mollinger, is te rekenen van 1 November 1950 belast met de functie van directeur van de Rijksautomobielcentrale bij de P., T. en T. te 's-Gravenhage.

Ir H. W. v. d. Meerendonk is op 17 September 1951 in dienst getreden bij de N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken (Afdeling Glasfabriek) te Eindhoven.

Ir A. Broek is met ingang van 16 Juli 1951 in dienst getreden bij de N.V. De Bataafsche Petroleum Mij., te 's-Gravenhage.

Ir W. v. d. Velden is sinds enige tijd werkzaam bij de N.V. Philips' Gloeilampenfabrieken te Eindhoven.

KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS

's-Gravenhage, Prinsessegracht 23, Tel. 117692, Giro 9995

Afdeling voor Technische Economie
Sectie voor Bedrijfsorganisatie

Tot dusver ontving het Secretariaat van de Sectie slechts 120 enquête-formulieren ingevuld terug, terwijl er omstreeks 300 aan de leden werden verzonden. Diegenen, die het formulier nog niet terugzonden, worden daarom nog even hieraan herinnerd, opdat het bestuur op de vergadering van 3 October in Utrecht over een zo volledig mogelijk overzicht van de wensen van de Sectieleden kan beschikken. Een efficiënte en representatieve samenstelling van de nieuw op te richten werkgroepen (zie *De Ingenieur* n° 34 van 24 Augustus 1951, pag. A 383) is anders zeer moeilijk.

Prinsessegracht 23, 's-Gravenhage.

De Secretaris,
ir H. M. A. van Berkel.

Afdeling voor Bouw- en Waterbouwkunde

Notulen van de te Den Helder op 6 September 1951 gehouden 161ste ledenvergadering en verslag van de aan deze vergadering verbonden excursie

Circa 230 leden van de Afdeling mitsgaders enige genodigden en introducé's vullen de grote zaal van de Marineclub te Den Helder, als om precies half elf de voorzitter, prof. ir P. Ph. Jansen, de vergadering opent met een woord van welkom tot de aanwezigen. In het bijzonder worden welkom geheten de hoofdingenieur-directeur van de directie „Sluizen en Stuwen" van de Rijkswaterstaat, ir F. E. Mulder, de drie inleiders van deze vergadering kapitein-luitenant ter zee G. van Houweninge, de hoofdingenieur A van de Rijkswaterstaat ir A. Eggink en ir C. van Leeuwen van de firma Van Hattum & Blankevoort, alsmede de vertegenwoordigers van de voornaamste bij het werk betrokken aannemers, de heren ir C. Blankevoort, ir P. C. S. van Hattum, W. A. Fischer en H. Otten.

Na de opening is aan de orde de behandeling van:

a. de notulen van de op 10 Mei 1951 te Valkenburg gehouden 158ste ledenvergadering, en het verslag van de aan deze vergadering verbonden excursies naar de Staatsmijnen en Stuwen in België, beide opgenomen in *De Ingenieur* n° 23, 1951.

b. de notulen van de op 22 Mei 1951 te Utrecht gehouden 159ste ledenvergadering, opgenomen in *De Ingenieur* n° 23, 1951.

c. de notulen van de op 7 Juni 1951 te Leiden in samenwerking met de Afdeling voor Verkeer en Verkeerstechniek gehouden 160ste ledenvergadering en het verslag van de aan deze vergadering verbonden excursie naar de spoorwegwerken te Leiden, opgenomen in *De Ingenieur* n° 26, 1951.

Deze notulen worden alle zonder wijzigingen goedgekeurd en onder dankzegging aan de secretaris gearresteerd.

Als Bestuursmededelingen maakt de Voorzitter het volgende bekend:

Op de eind December van het vorige jaar gehouden jaarvergadering werden de plannen voor 1951 ontvouwd; door verschillende omstandigheden moesten deze plannen hier en daar gewijzigd worden. Zo vond de excursie naar de Zuiderzeewerken (Oosterpolder) geen doorgang omdat het stadium van de werken dit jaar nog niet interessant genoeg was; in de plaats hiervan vindt heden de excursie naar de havenwerken in Den Helder plaats. De aangekondigde voordracht over waterkrachtwerken van dr Kaech uit Zürich moest eveneens vervallen, doch op 21 September a.s. zal ir G. S. Goemans, hoofdingenieur bij de „Aniem", spreken over „Reconstructie en bouw van waterkrachtcentrales op Java na 1948".

Verder zal de in de Agenda van Vergaderingen reeds aan-

gekondigde voordracht van ir FRANX in verband met het vorengenoemde naar 6 November worden verschoven. Ten slotte zal de jaarvergadering op 21 December worden gehouden, waar ir VERHEY zal spreken over de Rijnvaart en ir KOK over de Rhône-werken van Donzère-Mondragon.

De Voorzitter geeft thans het woord aan de eerste inleider, de heer VAN HOUWENINGE, die mededelingen doet over de redenen, die hebben geleid tot de aanleg van de nieuwe Marinehaven en over de eisen die daaraan werden gesteld.

De tweede inleider, ir EGGINK, deelt mede welke werken in uitvoering zijn en in welk stadium zij zich bevinden. Ten slotte geeft de derde inleider, ir VAN LEEUWEN, aan de hand van verschillende tekeningen bijzonderheden van de uitvoering van de fundering van de aanlegpieren en over de daarbij gebruikte betoninstallatie.

De Voorzitter dankt vervolgens de sprekers voor hun inleiding en geeft de aanwezigen dan gelegenheid tot het stellen van vragen aan de inleiders, waarvan wordt gebruik gemaakt door ir P. STELLING, ir P. J. OTT DE VRIES, ir J. P. JOSEPHUS JITTA, ir M. VAN DER LUGT, ir CH. G. CRAMER en ir F. A. MARINKELLE.

Hierna richt de voorzitter zich tot de heer VAN HOUWENINGE om de Marine dank te zeggen voor haar welwillende medewerking aan het welslagen van deze dag, welke o.m. tot uiting komt in het gastvrij ter beschikking stellen van de Marineclub, zomede van een aantal vaartuigen voor het bezichtigen van de werken. Spreker heeft bewondering voor de werken, en hij vindt het voor een succesvolle uitvoering van de werken een goede gedachte geweest om de directie „Sluizen en Stuwen" van de Rijkswaterstaat bij het uitwerken en uitvoeren van de plannen in te schakelen; het werk is bij ir EGGINK in goede handen. Een voor ons land weinig voorkomende omstandigheid is, dat bij de uitwerking van de plannen ook de „braintrust" van de aannemerscombinatie is ingeschakeld; hierdoor kwam o.m. de bijzondere uitvoering van de paalfundering van de pieren tot stand.

De voorzitter geeft hierna het woord aan de secretaris voor het geven van enige bijzonderheden over de organisatie van de excursie.

Nadat vervolgens de voorzitter aan de organisatoren van deze dag de dank der leden heeft overgebracht, en ook de firma Van Hattum & Blankevoort heeft dank gezegd voor de welwillende beschikbaarstelling van een aantal vaartuigen en voor de op het werk aan te bieden verversingen, sluit na een door stilzwijgen beantwoorde rondvraag de voorzitter de vergadering te ruim half twaalf.

Op het middaguur verenigen de deelnemers zich in hôtel „Bellevue" aan een door de Afdeling aangeboden lunch, aan welke mede aanzit de Commandant-Zeemacht Schout bij Nacht C. W. SLOT, die met enige hartelijke woorden door de voorzitter wordt welkom geheten.

Te 13.15 uur worden de autobussen wederom ingenomen en vertrekt men naar het Nieuwe Diep, waar negen vaartuigen gereed liggen om de deelnemers naar het werk te brengen. In vijf groepen, elk door twee deskundigen begeleid, wordt een rondgang langs de interessante havenwerken gemaakt, aan het eind waarvan elkeen welverdiend geniet van de door de aannemers aangeboden verversingen alvorens zich weer voor de terugvaart in te schepen.

Te ongeveer 17.15 uur wordt de zozeer door warm zomerweer begunstigde excursie ontbonden en worden de deelnemers per autobus naar het station gebracht om de thuisreis te aanvaarden.

De Secretaris,
ir J. C. LE NOBEL.

VERENIGING VAN DELFTSE INGENIEURS

's-Gravenhage, Prinsessegracht 23, Tel. 110431, Giro 5876

Instelling adviescommissies

Het Bestuur brengt ter kennis van de leden, dat het heeft besloten tot instelling van de volgende commissies, die het Bestuur zullen adviseren omtrent de zaken omschreven in de opdrachten van deze commissies.

a. *Adviescommissie inzake een reglementsherziening.*

De opdracht van deze commissie is zonder meer duidelijk. Het ligt in de bedoeling, dat de volledige commissie, bestaande uit 9 leden, zich splitst in twee sub-commissies van 5 leden (waarvoor één gemeenschappelijk voor de coördinatie van de werkzaamheden) welke sub-commissies resp. het reglement in het algemeen en de verkiezingsprocedure zullen behandelen.

b. *Adviescommissie inzake e.v. toetreding tot de internationale ingenieurs-organisatie F.I.A.N.I.* (Fédération internationale des Associations Nationales d'Ingénieurs).

In de eerste plaats zal de opdracht aan deze commissie omvatten het uitbrengen van een advies omtrent het al dan niet deelnemen in de F.I.A.N.I. en daarnaast om meer in het algemeen na te gaan de nodige c.q. gewenste aanraking met buitenlandse ingenieurs-organisaties met gelijkgericht doel als de V. v. D. I.

c. *Adviescommissie inzake Hoger Onderwijsbelangen, titel en beroepsbescherming.*

Deze commissie zal in de eerste plaats de behandeling van het ontwerp Hoger Onderwijswet Commissie-VAN DER POT hebben te bewaken en het Bestuur van advies dienen omtrent de te nemen maatregelen.

Verder zal na het tot stand komen van de Hoger-onderwijswet het nagaan van het juiste gebruik van de ingenieurstitel en meer in het algemeen de beroepsbescherming de taak van de commissie zijn.

Zij zal overigens adviseren omtrent de uitvoering van de reglementaire taak van de Vereniging op het gebied van de Hoger-onderwijs belangen en vraagstukken de opleiding tot ingenieur betreffende.

d. *Adviescommissie inzake militaire aangelegenheden.*

Deze commissie zal de opdracht krijgen van advies te dienen omtrent alle militaire aangelegenheden, waarmede de voor eerste oefening onder de wapenen geroepen ingenieurs (c.q. candidaat-ingenieurs) te maken krijgen, te weten: opleiding, bezoldiging, bevordering, indeling, enz.

Bovendien zal deze commissie het Bestuur moeten voorlichten omtrent mogelijkheden, welke de goede verstandhouding tussen de V. v. D. I. en de militaire overheid kunnen bevorderen.

e. *Adviescommissie voor propaganda en voorlichting.*

De taak van deze commissie behoeft, naar het voorkomt, geen nadere toelichting.

De propaganda zal gericht worden op het aantrekken van meer leden, waardoor de V. v. D. I. met recht representatief voor de Ned. Ingenieurswereld genoemd zal kunnen worden.

De voorlichting zal betrekking hebben op publiciteit omtrent de algemene vooruitzichten van het ingenieursberoep.

Hoewel reeds enige leden zich bereid hebben verklaard in een der bovengenoemde commissies zitting te nemen, is in het aantal plaatsen, dat bezet dient te worden nog niet volledig voorzien.

Het Bestuur doet daarom een dringend beroep op de leden om zich beschikbaar te stellen voor medewerking. Opgaven daarvoor worden gaarne zo spoedig mogelijk ingewacht bij het Secretariaat (onder vermelding van de commissie, waaraan men wil meewerken).

Tenslotte de mededeling, dat de reeds ingestelde *Commissie Maatschappelijke Belangen*, die in opzet een niet-permanent karakter had, zal worden omgevormd tot een permanente commissie, welke als onderdelen een *commissie voor pensioenen en verzekeringen* en een *statistiekcommissie* zal hebben. Aangezien niet alle leden, die deel hebben uitgemaakt van deze commissie zich beschikbaar kunnen stellen voor een lidmaatschap van de permanente commissie, wordt ook hier een beroep gedaan op medewerking van die leden, die zich voor de onderwerpen, door deze commissie te behandelen, interesseren.

De Administrateur,
ir A. E. G. J. KINGMA.

PROGRAMMA VAN VERGADERINGEN

Afdeling voor Technisch Wetenschappelijk Onderzoek

Vergadering op 9 October 1951 in het Laboratorium voor Weg- en Waterbouwkunde der T.H. Oostplantsoen 25 te Delft

Agenda:

10.45 Voordracht van prof. ir E. C. W. A. GEUZE, over:
Wat zijn de technisch wetenschappelijke grondslagen van het Grondmechanisch Onderzoek?

11.45 Discussie naar aanleiding van de voordracht.

12.15 Lunch in het Laboratorium; kosten *f* 1.50. Ook is het mogelijk eigen boterhammen te nuttigen; kopjes koffie zijn verkrijgbaar à *f* 0.15.

2.00—2.30 Voordracht (gevolgd door discussie) door dr ir J. BALHAN, over:
Metingen aan enige bij scheepsschroeven gebruikelijke profielen in vlakke stroming met en zonder cavitatie.

2.30—3.00 Voordracht (gevolgd door discussie) door dr ir J. D. VAN MANEN, over:
Invloed van de ongelijkmatigheid van het snelheidsveld op het ontwerp van scheepsschroeven.

3.00—5.00 Bezoek aan het Laboratorium voor Grondmechanica.

De deelnemers worden verzocht de antwoordkaart van de convocatie in te zenden vóór 6 October a.s.

De Secretaris,
ir W. KOK.

Mijnbouwplein 11, Delft.

Afdeling voor Electrotechniek
Afdeling voor Werktuig- en Scheepsbouw

188ste resp. 186ste Ledenvergadering op Woensdag 10 October 1951 in „Esplanade" (Lucasbolwerk) te Utrecht, aanvang 14.30 uur

Agenda:

1. Opening van de vergadering.
2. Mededelingen van de Besturen.
3. Voordracht met lichtbeelden door Mr A. C. HIRST B.Sc., M.I.M.E., M.I.E.E., M.I.F., Chef Turbine-afdeling van „The English Electric Co. Ltd. Rugby", over:
Modern Turbo-Alternator Plant for Central Power Stations.

Pauze.

4. Gelegenheid tot het stellen van vragen.
5. Rondvraag.
6. Sluiting van de vergadering.

De Secretaris van de Afd. voor Werktuig- en Scheepsbouw,
ir J. WILDSCHUT,
Prins Hendrikkade 12,
Zaandam.

De Secretaris van de Afd. voor Electrotechniek,
ir W. JANSEN
Proveniersplein 16*a*,
Rotterdam.

VERBETERING

Hollandse Oude Baggermolens

De literatuurlijst in *De Ingenieur* 1951, n° 38, blz. A. 417 vermeldt aan het slot: [16] *De Ingenieur* 1947 A. 316 en VAN VEEN 79. Dit is [17]. Voorts moeten worden vermeld:

[16] JOH. VAN ZIJL, Theatrum machinarum of groot moolenboek Dl. I (1761) fol. 39—42.

[18] DE ZAENDE (1951) 187.

AGENDA VAN VERGADERINGEN

* 3 October 1951. Afd. v. Techn. Economie, Sectie v. Bedrijfs-Organisatie te Utrecht (Esplanade). Aanvang 14.00 uur. Inleidingen over de resulaten der werkgroepen 5, 6, 7 en 8, door C. C. C. VAN STOLK, ir J. BOSMA, ir T. J. BEZEMER, ir F. W. SANTMAN en ir H. M. A. VAN BERKEL. (Zie blz. A. 384).

* 9 Oct. 1951. Afd. voor Chemische Techniek in samenwerking met de Sectie voor Chem. Technol. en Bedr. chem. v. d. Ned. Chem. Ver. te Ede (Velperweg 60). Aanvang 10.00 uur. Excursie AKU. Ir L. VAN ASSENDELFT: *Indampen en kristalliseren.* (Zie blz. A. 420).

▶* 9 Oct. 1951. Afd. voor Techn. Wetensch. Onderz. te Delft (Oostplantsoen 25). Aanvang 10.45. Prof. ir E. C. W. A. GEUSE: *Wat zijn de technisch wetenschappelijke grondslagen van het Grondmechanisch Onderzoek?*; dr ir J. BALHAN: *Metingen aan enige bij scheepsschroeven gebruikelijke profielen in vlakke stroming met en zonder cavitatie*; dr ir J. D. VAN MANEN: *Invloed van de ongelijkmatigheid van het snelheidsveld op het ontwerp van scheepsschroeven.* (Zie blz. A. 428).

* 10 Oct. 1951. Afd. voor Electrotechniek en Afd. voor Werktuig- en Scheepsbouw te Utrecht (Esplanade). Aanvang 14.30 uur. Mr A. C. HIRST: *Modern turbo alternator plant for central power stations.* (Zie blz. A. 428).

* 15 Oct. 1951. Afd. voor Krijgskundige Techniek, te Maastricht. Vertrek 8.00 uur. Excursie naar de F.N. fabrieken te Herstal (België). (Zie blz. A. 420).

* 17 Oct. 1951. Afd. voor Technische Economie te Utrecht (Esplanade). *De beperking der investeringen.* (Voorlopige mededeling).

▶* 18 Oct. 1951. Afd. voor Verkeer en Verkeerstechniek te Doetinchem (cantine G.T.W.). Aanvang 11.15 uur. Ir H. VIS: *Enige aspecten van personen- en goederenvervoer per auto* (gewijzigde datum).

▶* 20 Oct. 1951. Ned. Natuurk. Ver. te Leiden (Kamerlingh Onnes lab. Nieuwsteeg 18, Leiden). Aanvang 14.30. H. A. TOLHOEK: *Verschijnselen, optredende bij radioactieve, gerichte atoomkernen*; O. J. POPPEMA: *Het richten van atoomkernen en de detectie van deze oriëntatie.* Bezichtiging Rijksmuseum voor de geschiedenis der Natuurwetenschappen. (Zie blz. A. 423).

* 26 Oct. 1951. Koninklijke Nederlandsche Automobiel Club (K.N.A.C.) te 's-Gravenhage (Pulchri). Aanvang 10.00 uur. 9e *Wegverkeersdag.* Voordrachten van prof. Dr Ing. N. A. HALBERTSMA, K. J. MÜLLER, ir F. C. DEN HOLLANDER, ir A. J. MOLLINGER en mr D. J. VAN GILSE. (Zie blz. A. 390).

* 30 Oct. 1951. Vereniging voor Statistiek, Bedrijfssectie, te Utrecht. Ir A. H. SCHAAFSMA: *Invoering van kwaliteitsbeheersing in een fabrieksafdeling.* (Voorlopige mededeling).

▶* 31 Oct. 1951. Koninklijk Instituut van Ingenieurs te 's-Gravenhage. Aanvang 14.00 uur. Ir A. H. DE VOOGT: *Radio-Astronomie.* (Voorlopige mededeling).

▶* 2 Nov. 1951. Sectie voor Regeltechniek te 's-Gravenhage (geb. K. I. v. I.) J. R. BOUNDY: *Electronic process controllers.* (Voorlopige mededeling).

▶* 6 Nov. 1951. Afd. voor Bouw- en Waterbouwkunde te 's-Gravenhage (Dierentuin). Aanvang 13.45 uur. Ir C. FRANX: *Sonderen, heien, kalenderen, proefbelasting.* (Voorlopige mededeling). (Gewijzigde datum).

* 6 Nov. 1951. Afd. voor Werktuig- en Scheepsbouw. Excursie naar de Nederlands-Amerikaanse Fittingfabriek. (Voorlopige mededeling).

* 9 November 1951. Afd. voor Bouw- en Waterbouwkunde, Sectie voor Utiliteitsbouw te Utrecht. Ir P. C. TIRION, ir W. F. FONTEIN en ir J. P. HEEDERIK: *Bouw van thermische centralen.* (Voorlopige mededeling).

* 21 Nov. 1951. Bond voor Materialenkennis te Utrecht, (Esplanade). 25-*Jarig Jubileum*, (Voorlopige mededeling).

▶ = Nieuw aangekondigde Vergadering. * = Instituuts-, Kring-, Afd.- of Sectie-Vergadering.

Inhoud ALGEMEEN GEDEELTE 39: Het 9de Congrès International de l'Organisation Scientifique (C.I.O.S.), door ir P. H. BOSBOOM. Het tekort aan geïnstalleerd vermogen der openbare electriciteitsvoorziening in Groot-Brittannië en de piekbelasting in ons land, door ir H. GIESBERS. — Berichten van allerlei aard: Buitengewone vergadering van de Senaat der T. H. op 1 October 1951. Ned. Natuurkundige Vereniging. Vergadering op 20 October 1951 te Leiden. Studiegroep voor verpakking van het N.I.V.E. Cursus moderne Bedrijfsorganisatie van het N.I.V.E. Najaarsvoordrachten en cursussen van het Mathematisch Centrum. Hoofdcommissie voor de Normalisatie in Nederland, Nieuwe Normbladen. De Ingenieursopleiding in de V. S. Uit het buitenland. — Personalia. — K. I. v. I.: Afd. voor Techn. Economie, Sectie voor Bedrijfsorganisatie. Afdeling voor Bouw- en Waterbouwkunde, Notulen 6 Sept. 1951. — V. v. D. I.: Instelling Adviescommissies. — Programma van Vergaderingen. — Verbetering. — Agenda van Vergaderingen.

„ACADEMIA" Boekhandel en Antiquariaat voor Techniek-Wetenschap-Kunst
Oude Delft 101-103, Delft, tel. 1776, naast Hoofdgeb. T.H.

ROETHLISBERGER—DICKSON, Management and the worker ..... f 22.75
MARKS' Mechanical Engineers' Handbook 1951 f 65.60
BAILEY-GAULT, Alternating Current Machinery 1951 f 26.—
W. C. JOHNSON, Transmission Lines and Networks, 1950 ..... f 22.75
H. H. SKILLING, Electric Transmission Lines, 1951 f 28.20
M. HESS, Paint Film Defects, their causes and cure f 30.50

SWARTTOUW
SCHIEDAM
STAALCONSTRUCTIES
BRUGGEN
GEBOUWEN
TANKS
GASHOUDERS
PIJPLEIDINGEN

INHOUDSOPGAVE VAN BUITENLANDSE TIJDSCHRIFTEN

ALGEMENE TIJDSCHRIFTEN

	Aantal blz.	Aantal fig.
ENGINEERING, Vol. 172 — nr 4467 van 7 *September* 1951		
L. F. INGRAM e.a.: Boiler and turbine testing	1	—
Electrical measurement of mechanical qualities (I)	1	2
THE ENGINEERING JOURNAL, Vol. 34 — nr 8 van *Augustus* 1951		
S. B. ROBERTS: Columbia cellulose plant uses bark waste for fuel	7	7
The Watson island plant of Columbia cellulose limited	5	6
J. J. TRAILL: Hydraulic model investigations by the Ontario hydro	4	4
O. M. SOLANDT: Defence research in Canada	3	3
C. E. CAMPEAU: Montreal's master plan for improved traffic	7	9
JOURNAL OF THE FRANKLIN INSTITUTE, Vol. 252 — nr 2 van *Augustus* 1951		
A. BYRON HUNICKE: The valved-tremie applied to subaqueous concrete structures	29	23
W. F. ZETROUER e.a.: A note on the similarity of certain atmospherics waveforms	5	3
W. E. RAMSEY: The slow discharge in a non-self-quenching Geiger-Mueller counter	8	5
TH. A. ESTRIN e.a.: The solution of boundary value problems by multiple laplace transformations	15	2
SCHWEIZERISCHE BAUZEITUNG, Jg 69 — nr 36 van 8 *September* 1951		
R. HAEFELI e.a.: Eine leichte Rammsonde für geotechnische Untersuchungen	6	14
Ueber die Weiterentwicklung und Anwendung des Heizkosten-verteilers	2	4
SCHWEIZER ARCHIV, Jg 17 — nr 8 van *Augustus* 1951		
W. GÖTZ: Kritische Betrachtungen zur Normprüfung für Formsande	24	25
C. HERMANN: Die Festlegung der Sicherheit bei wechselbeanspruchten Maschinenteilen	5	5
GIORNALE DEL GENIO CIVILE, Jg 89 — nr 6 van *Juni* 1951		
M. VISENTINI e.a.: Opere di difesa delle coste in mare aperto per limitare le erosioni e loro comportamento	16	17
C. C. GUIDI: La ricostruzione del viadotto ferroviario presso isernia	4	4
A. CATTIN: Piastra circolare di spessore variabile con continuita con cairco e vincolo simmetrici	23	9
B. DALL'AGLIO: Itelai piani semlicemente connessi calcolati senza equazioni	11	6
G. SZEMERE: Il calcolo delle travi eterogenee in regime elastico-viscoso. Verifiche sperimentali	7	8
TEKNISK TIDSKRIFT, Jg 81 — nr 32 van 8 *September* 1951		
H. FAHLSTRÖM: Sjunkflytanläggningen i Stripa	10	15
U. TRÄDGARDH: Elektrolytisk metallutfällning pa aluminium och aluminoumlegeringar	4	—

BOUW- EN WATERBOUWKUNDE

REVUE DE LA NAVIGATION INTÉRIEURE ET RHÉNANE, Vol. 23 — nr 15 van 10 *September* 1951		
CL. CHARLIER: Perspectives d'avenir du port de Gand	6	8
CONCRETE QUARTERLY, — nr 11 van *May/Juli* 1951		
Living in flats	4	4
Seven new warehouses	4	4
The reconstruction of Six Hills Road, Leicestershire	3	3
Splendid new flats a great city needs its past	4	3
DIE WASSERWIRTSCHAFT, Jg 41 — nr 12 van *September* 1951		
A. RAMSHORN: Technische Probleme im Emschergebiet	8	10
SCHÜTZ e.a.: Zur Frage der Wechselbeziehung zwischen Fluss- und Grundwasser am Rhein	5	6
J. STOCKER: Die Bauausführung bei dem Staustufen der Unteren Isar	7	4
H. LEFIQUE: Kreiselpumpen im Wasserwerksbetrieb	7	20
DIE BAUTECHNIK, Jg 28 — nr 9 van *September* 1951		
B. SILBERT: Schwierige Unterfangung eines Seehafen-Getreidesilos	3	7
E. SCHEIBE: Wiederherstellung und Verlängerung der Ablaufbahn bei List auf Syll	5	13
G. KREBS: Der Uebergangsbogen im Strassenbau	6	4
Bijlage: **DER STAHLBAU**, Jg 20 — nr 9 van *September* 1951		
R. BUSEMANN: Berechnung von Verbundträgern nach dem Kriechfaserverfahren. Tabellen zur Spannungsermittlung sowie zur Berechnung statisch unbestimmter Systeme	5	13
E. NICKEL: Montage der Stahlkonstruktion der Rheinbrücke Köln-Rodenkirchen	8	25

GEZONDHEIDSTECHNIEK

WATER & SEWAGE WORKS, Vol. 98 — nr 8 van *Augustus* 1951		
R. CARTER e.a.: Basic factors in centrifugal pump application 4	6	8
H. E. BECKWITH: Unaccounted-for-water	3	—
E. S. HOPKINS e.a.: Chlorine dispersion with fog nozzles	3	8
G. M. SCHELLER e.a.: Some miseries of cleaning a large digester	5	5
F. POEPEL: Settling tank design	3	—
GESUNDHEITSINGENIEUR, Jg 72 — nr 17/18 van *September* 1951		
J. BOEHM: Zur Beurteilung der Wärmedurchgangszahlen bei veränderlichem Durchsatz und Heizflächenverschmutzung von Wärmeaustauschern	3	4
K. VIEHL: Ueber die Chlorung von städtischen Abwasser	5	1
W. MÜLLER: Steigerung der Selbstreinigung im verschmutzten Fluss durch Flussbelebung	2	2
H. CARP: Offene oder geschlossene Abwasserkanäle	5	9
D. F. KIESS: Die Klärgasgewinnung und -Verwertung auf dem Klärwerk Wuppertal-Buchenhofen	4	2
DAS GAS- UND WASSERFACH, Jg 92 — nr 16 van 31 *Augustus* 1951		
J. FREY: Der neue Trinkwasserbehälter auf dem Mönchberg in Salzburg	5	10
R. H. LAUN: Das pneumatische Wasserentnahmgerät	2	2

Fotocopieën van artikelen zijn voor leden van het Koninklijk Instituut van Ingenieurs te bestellen bij de Algemeen Secretaris, Prinsessegracht 23, 's-Gravenhage tegen de prijs van f 0,00 per gefotografeerde bladzijde tot A 4 (Ingenieur's) formaat. Bij grotere maten worden 2 foto's per bladzijde genomen. **Z.O.Z.**

Wat verlangt U van

Uw aandrijving?

IS DE OPLOSSING VOOR VELE PROBLEMEN

daar, waar met regelbare snelheden moet worden gewerkt. Een aandrijving met een P.I.V. traploze snelheidsregelaar biedt de gewenste oplossing.

P.I.V. Snelheidsregelaars worden in alle takken van industrie met groot succes toegepast, want:

P.I.V. vraagt geen onderhoud
P.I.V. biedt snelheidsvariaties tot 1:10
P.I.V. kan niet slippen
P.I.V. bezit een hoog rendement
P.I.V. bezit een maximum levensduur
P.I.V. is betrouwbaar

C.V. V.H. INDUSTRIËLE- EN HANDELMAATSCHAPPIJ LOUIS REIJNERS
MEEUWENLAAN 98-100 - TELEF. 60401 - AMSTERDAM

WIJ BOUWEN

SIJAM

ZANDSTRAAL INSTALLATIES

GEHEEL AANGEPAST AAN UW BEDRIJF EN

SIJAM

COMPRESSOREN

tot 300 M³/uur.

N.V. MACHINE- EN APPARATENFABRIEK

SIJBRANDIJ - AMSTERDAM (O)

POLDERWEG 12—14 — TEL. 56391—55497

INHOUDSOPGAVE VAN BUITENLANDSE TIJDSCHRIFTEN

ELECTROTECHNIEK

	Aantal biz.	Aantal fig.
ELECTRICAL ENGINEERING, Vol. 70 — nr 9 van *September* 1951		
F. Fraas: Electrostatic charge statistics	1	2
J. M. Cage e.a.: Low-voltage gas tube inverter	1	2
A. H. Inglis e.a.: An improved telephone set	6	11
E. A. Roberts e.a.: Piezoelectric crystals as sensing elements of pressure, temperature and humidity	5	10
J. G. Trump: The electrostatic accelerator as a source of ionizing energy	7	9
R. M. Saunders: Measurement of D-C machine parameters	6	9
T. C. Tsao e.a.: The squirrel-cage induction generator for power generation	3	3
C. K. Duff: Telemetering systems and channels for a large interconnected power system	6	3
I. K. Dortort: Equivalent machine constants for rectifiers	1	1
G. E. Burridge e.a.: Co-ordination of a power-line carrier network	1	—
E. B. Steinberg: Hermetically, sealed components for industrial	1	1
E. T. B. Gross: Resonant grounding of american power systems	1	2
L. A. Finzi e.a.: Trasient response of magnetic amplifiers	1	1
T. J. Grieser e.a.: A broad-band transcontinental radio relay system	6	8
S. P. Bartles: A recording tachometer for measuring instantaneous angular speed variations	4	7
ELECTRICAL COMMUNICATION, Vol. 28 — nr 2 van *Juni* 1951		
R. W. Hughes e.a.: Fault location by pulse-time modulation	5	7
C. C. Eagelsfield: Life of valves with oxide-coated cathodes	8	6
S. Nevin e.a.: Secondary-emitting surfaces in the presence of oxide-coated cathodes	3	2
L. Staschover e.a.: Television-link sound diplexer	2	4
G. T. Royden: Suppression of harmonics in radio transmitters	8	4
P. F. Panter e.a.: Quantization distortion in pulse-count modulation with nonuniform spacing of levels	6	7
W. C. Peterman e.a.: Four/two channel time-division multiplex telegraph system for long-distance radio circuits	12	12
L. Lewin: Interference in multi-channel circuits	14	1
REVUE GÉNÉRALE DE L'ELECTRICITÉ, Jg 35 — nr 8 van *Augustus*	11	95
R. Langlois-Berthelot: Règles de normalisation technique et valeurs préférentielles pour les tensions de réseaux et pour la spécification des transformateurs, des alternateurs et des moteurs à induction — l'Effort de normalisation internationale	19	—
Théorie des milieux ionisés à symétrie de translation (slot)	12	18
ELEKTROTECHNISCHE ZEITSCHRIFT, Jg 72 — nr 17 van 1 *September* 1951		
W. F. Kussv: Berechnung der Abmessungen des Kurzschlussringes bei Einphasenmagneten	5	9
H. Athen: Automatische Grossrechenmaschinen	5	13
H. Schliesser e.a.: Konstruktiver Aufbau von NF-Verstärkern für Studieeinrichtungen	3	6

MIJNBOUW- EN PETROLEUMTECHNIEK

G. Lehmann: Beiträge zur Bekämpfung von Grubenbrand. Abdämmung, Augwältigung, Arbeit der Grubenwehr	15	18

WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW

THE WELDING JOURNAL, Vol. 30 — nr 8 van *Augustus* 1951		
R. M. Wilson: Resistance welding of nickel and high-nickel alloys	26	43
H. E. Rockefeller: Fundamentals of inert-gas-shielded-arc welding	6	8
A. Muller e.a.: Characteristics of inert-gas-shielded metal-arcs	11	20
F. C. Lelley: Pressure welding (I)	9	15
PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS, Vol. 164 — nr 2 van 1951		
A. W. Jenike: On the calculation of forces in power-shovels	6	11
J. Loxham: The training of craftsmen	3	1
J. H. Joughin: Naval-gearing-war experience and recent development	11	17
H. G. Conway: Industrial design and its relation to machine design	7	17
R. K. Vinycomb: Electronic engine indicators with special reference to some recent american designs	6	8

Fotocopieën van artikelen zijn voor leden van het Koninklijk Instituut van Ingenieurs te bestellen bij de Algemeen Secretaris, Prinsessegracht 23, 's-Gravenhage tegen de prijs van f 0,60 per gefotografeerde bladzijde tot A 4 (Ingenieur's) formaat. Bij grotere malen worden 2 foto's per bladzijde genomen.

WAGENS VOOR INTERN TRANSPORT
•
TRANSPORTWERKTUIGEN
•
N.V. ROBUR
TRANSPORTWAGENFABRIEK
v.h. Fa. K. RODENBURG
HONSELERSDIJK - Tel. K 1740/4559

Voor kwaliteitswerk!

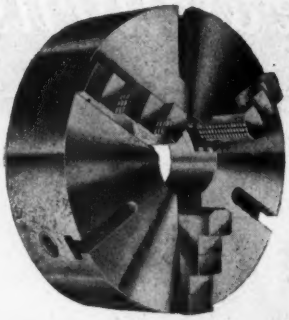
PHILIPS

PHILIPS PRODUCTEN VOOR DE INDUSTRIE

Lastoestellen • Lasstaven • Gelijkrichters • Magnetische Filters • Cos.phi Condensatoren • Meetapparaten • Röntgeninstallaties voor Materiaal-onderzoek • Philips Infrarood-droogstralers Electronenbuizen • Electronenstraalbuizen • Regelbuizen • Fotocel-installaties • Regeltransformatoren • Installaties voor geluidsversterking en voor muziek bij de arbeid • Hoogfrequentgeneratoren • Gloeilampen • Gasontladingslampen • Armaturen enz.

N.V. PHILIPS' VERKOOP-MAATSCHAPPIJ VOOR NEDERLAND - EINDHOVEN

PRATT
Klauw-platen



Het beeld van volmaaktheid

PRATT KLAUWPLATEN WORDEN IN ALLE TYPEN VERVAARDIGD EN ZIJN VERKRIJGBAAR IN EEN VOLLEDIGE REEKS AFMETINGEN.

EEN PRODUCT VAN DE GROOTSTE FABRIEK VAN KLAUWPLATEN IN EUROPA

Alleenvertegenwoordigers:

VAN RIETSCHOTEN & HOUWENS — WESTZEEDIJK 469—479 — ROTTERDAM-W.

DOK- EN WERF-MAATSCHAPPIJ

ROTTERDAM **WILTON-FIJENOORD N.V.** SCHIEDAM

K.L.M. Foto Copyright

SCHEEPSBOUW WF **MACHINEBOUW**

REPARATIE

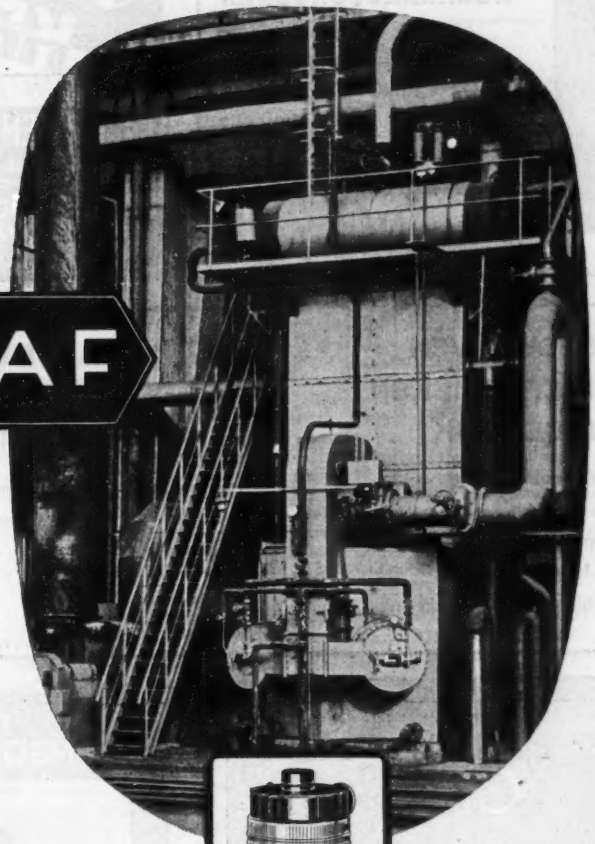
★

SCHEEPSDIESELMOTOREN

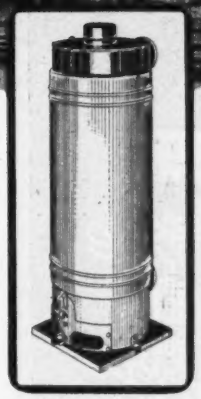
Bauduin

AMAF

hoekpijp-ketel



Ook in Nederland worden voor grote verwarmingsprojecten steeds meer heetwater-installaties toegepast.
Het belangrijkste onderdeel hiervan is de ketel. Bij vele grote bedrijven is hiervoor de AMAF heetwaterketel met gedwongen circulatie (volgens het Lamont principe) met succes in gebruik.
Naast deze grote ketels maakt de AMAF ook andere ketels voor centrale verwarming, zowel voor lage druk stoom als voor warm water; voor elke brandstof.



Hierboven een grote A M A F hoekpijpstoomketel opgesteld bij de Kon. Ned. Hoogovens.

Hiernaast afgebeeld is de kleinste A M A F ketel, de met gas gestookte OK—10.

AMERSFOORTSCHE MACHINE- EN APPARATENFABRIEK **AMAF**

AMERSFOORT – HOLLAND

LEDEREN WERKHANDSCHOENEN

in diverse uitvoering

LEDEREN SCHORTEN,
LEDEREN RINGETJES,

in diverse grootte,
het voordeligst bij:

Lederwarenfabr. PELA

BREDA

Speelhuislaan 94 - Telefoon 9310

IJSSELMONDE

KEMPER

BETON BOUWT BETER!

H. J. TJADEN & ZONEN C.V. - HAARLEM

TELEFOON K 2500—15376 NA 18 UUR 23083

GRONDBORINGEN
WATERVOORZIENING
BRONBEMALING

SCHEEPSWERVEN EN MACHINEFABRIEKEN KINDERDIJK

Baggermaterieel
Vracht- en passagiersschepen
Sleepboten
SMIT-M.A.N.-dieselmotoren
Stoommachines, ketels, lieren enz.

J.&K. SMIT

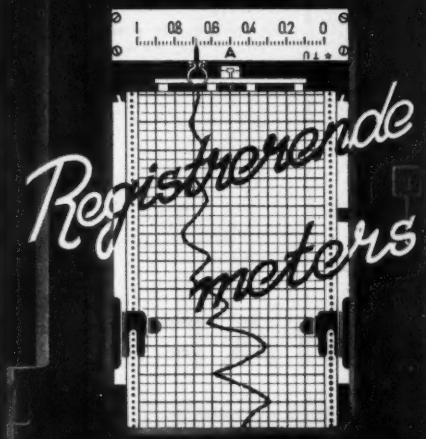
TELEGRAM-ADRES
SMITTEN—KINDERDIJK

Telf.: Rotterdam 72647
Alblasserdam 241
Krimpen a/d Lek 441

ALUMINIUMVERWERKENDE INDUSTRIE KRIMPEN AAN DE LEK

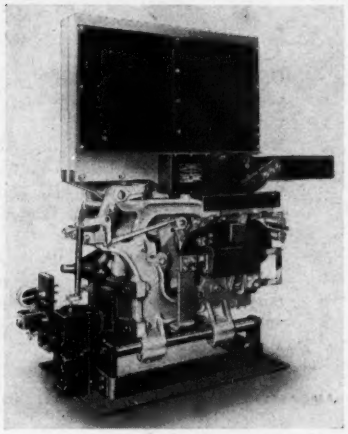
Fleming-Patent-Reddingboten.
Roei- en motorreddingboten
Scheepsmeubelen
Scheepsconstructies
enz.

CDC



METERFABRIEK-DORDRECHT

THE BRITISH THOMSON-HOUSTON CO. LTD.



Gelijkstroom snelschakelaar 3000 volt, 3200 Amp.

B T-H

N.V. „INTECHMIJ"

'S-GRAVENHAGE - KNEUTERDIJK 2A
TEL. 182635 EN 182636

B T-H

DE INGENIEUR

O. TECHNISCH WETENSCHAPPELIJK ONDERZOEK 8.

Gear Lubricant — A constructional Gear Material[1)]

621.892 : 621.891.22

by ir H. BLOK [2)]

Summary:

The power-transmitting capacity of highly loaded tooth gears is influenced by their lubrication to such an extent, that great constructional value is to be ascribed to the gear lubricant. The constructional properties that thus are inherent in the gear lubricant manifest themselves both in the dispensing of the lubricant and in the state of lubrication of the tooth faces, and likewise in their interaction, which shows certain heat-engineering aspects.

The viscosity at the operating temperature is the essential constructional property of a gear oil, as far as those phenomena are concerned that are related to the dispensing of the oil: e.g. flinging off of the oil from the tooth faces, power losses due on the one hand to the expulsion of the oil from between the meshing teeth, particularly when the oil is supplied in too great an abundance, and on the other hand to the churning of the gear(s) in the oil bath.

Notwithstanding the elastic flattening of the meshing tooth faces considerably extends the potentialities of full fluid film lubrication, the realization of this type of lubrication is counteracted by the generally poor degree of conformity of the tooth faces; only seldom can this lack of conformity be compensated for by high viscosity. Therefore, boundary lubrication is characteristic for many highly loaded gears; fortunately, however, satisfactory potentialities are inherent in this type of lubrication, particularly when protection against scuffing by means of E.P. oils is concerned. For purely mineral oils it is not viscosity at the operating temperature, but viscosity *grade* that is to be considered as — roughly — indicative of the protection they afford against scuffing.

Introduction

According to the view still prevalent in many quarters, gear lubricants are to be regarded purely and simply as „servicing materials". With the steady increase in the specific performances of tooth gears this, however, has ceased to be true of present-day high-performance gears: in such gears, power-transmitting capacity has come to depend increasingly on lubrication, and the gear lubricant has become a real constructional gear material. This view appears to call for the more precise exposition, which follows here. As in the actual lecture, so also here we may confine ourselves to oils, for greases are not used in high-performance gears.

In the ideal limiting case of the various possible states of lubrication, i.e. in full fluid-film or hydrodynamic lubrication, which probably is seldom fully realized in tooth gears, the oil film completely separating the meshing tooth faces is the very constructional element on which the power-transmitting capacity of the whole gear is based; the oil film is the source of the power transmitting capacity, which is here hydrodynamically generated.

It follows that the gear oil which builds up the oil film is a true constructional gear material; although being a liquid it has totally different properties than the traditional solid gear materials: oils, in contrast to the solid materials, possess the notable advantages that they have practically unlimited compressive strength and are not subjected to wear proper; on the other hand, oils, because of their mobility, have to be constantly supplied to compensate for leakage losses from the film. Under full fluid-film lubrication the essential constructional property of the oil is its viscosity; on this depends its value as a constructional gear material.

In the other limiting case, i.e. in boundary lubrication, where by definition the load is totally borne by direct contact between the meshing tooth faces, the oil acquires an even greater constructional value, if that were conceivable. In this state of lubrication scoring of the tooth faces may well be the most critical phenomenon. It is known that this phenomenon can be avoided by using special oils, the so-called extreme pressure (E.P.) oils, which contain chemically active E.P. additives.

Satisfactory life and reliability of the hypoid gears such as are commonly used in the rear axles of American cars, only really could be achieved after these special oils had been introduced. The performance of such gears is therefore in the highest degree dependent on lubrication and thus in this case too the gear oil is in essence to be conceived of as a constructional material[3)]. Although there is a fairly good degree of correlation between the viscosity *grade* of gear oils of purely mineral origin — thus containing no E.P. additive — and the protection they afford against scoring, the same is no longer true of E.P. oils. Here viscosity *at the operating temperature* is not, however, an essential constructional

[1)] Paper read for the „Fachtagung Zahnradforschung" (Conference on gear research), held on the occasion of the bicentenary of the Technical University of Brunswick, Germany, July 6-7, 1950, in collaboration with the „Verein Deutscher Ingenieure" (Society of German Engineers) and the „Verein Deutscher Maschinenbauanstalten" (Society of German Machine Manufacturers). The paper will be printed in one of the „Getriebeforschungshefte", Ns 1—3, to be published by VERLAG VIEWEG en SOHN, BRUNSWICK.

[2)] Research Engineer, Koninklijke/Shell-Laboratorium, Delft, Holland.

[3)] It was Almen (1942) who first consistently drew attention to the „constructional value" of gear oils, which he called „dimensional value". In contrast to the present paper, his treatment was directed principally towards the case of scoring.

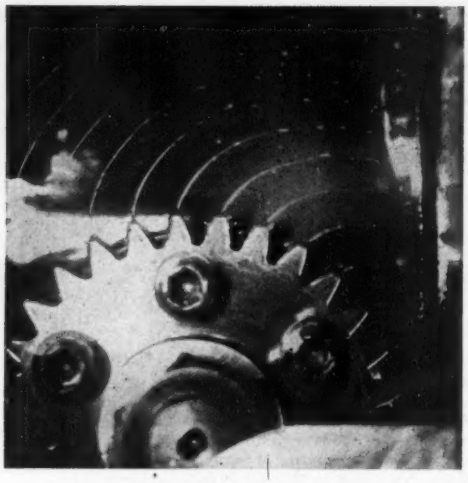


Fig. 1. Flinging off of gear oil.

property of pure mineral oils (cf WILLIAMS, 1947, DAWSON, 1949, FOSBERRY & MANSION, 1950, and LANE & HUGHES, 1951); in the appropriate section of this paper we shall go further into the constructional properties that are really of significance for the protection of the various gear oils against scoring.

If it is a question of supplying the designer with reliable figures concerning the constructional properties of the gear oils referred to above, then to a certain extent one must disappoint him: there are yet many difficulties in the way of this final goal. The methods described in this paper have, however, proved themselves to be not only workable but also fruitful; in many cases they have already led to considerable deepening of qualitative insight, and have in addition already yielded some quantitative results. All in all, designers may be recommended to make full use of the conclusions to be drawn from the ideas, which have been touched on above, and which will now be expounded more fully; that is, they are recommended to become familiar with and learn to make full use of the constructional properties of gear oils, preferably in collaboration with those who are active in lubrication research.

To facilitate the further study of the relevant ideas, the following sub-division of our subject has been adopted:

Section I: Dependence of the power-transmitting capacity of gears on oil supply.
- *A.* The function of the oil supply in lubrication
- *B.* The function of the oil supply in the control of temperature.

Section II: Dependence of the power-transmitting capacity of gears on the state of lubrication.
- *A.* Potentialities of full fluid-film lubrication
- *B.* Potentialities of boundary lubrication.

Section I: Dependence of the power-transmitting capacity of gears on oil supply.

In cases where there are favourable possibilities of full fluid-film lubrication, it is absolutely necessary, in order to bring about this ideal state of lubrication and the power-transmitting capacity that goes with it, to have an oil supply that is at least sufficient to make good the leakage losses from the film. The net oil supply appropriate to these cases is already small to begin with, and becomes still smaller in cases of partial and boundary lubrication, which are characterized by having even thinner, sometimes even disrupted films. Yet the provision even of these minute „net supplies" sometimes encounters considerable difficulty; in consequence of the geometrical conditions obtaining in tooth gears one is frequently compelled by practical requirements to supply the oil to the tooth faces at a point outside the area of meshing; the „gross supply" to be delivered to the point of supply must then exceed the net supply needed, as oil is flung off the tooth faces and becomes lost as the result of centrifugal forces [4]). Especially in high-speed gears this flinging off of oil can become critical; as nothing much is known about the fundamentals of this problem, and still less about its quantitative aspects, a few data are given in sub-section I A, „The function of the oil supply in lubrication".

Apart from this more restricted function, the oil supply acquires considerable importance for controlling temperatures in high-performance gears as discussed here, whether with spray or with dip supply [5]). This problem of controlling temperatures is discussed in sub-section I B.

IA. The function of the oil supply in lubrication.

The principles governing the function of the oil supply in lubrication will be exemplified by the case of spur gears; especially the question of the properties of oil that have constructional importance will be discussed.

In cases of full fluid-film lubrication, and for safety's sake also in cases where only partial or boundary lubrication can occur, the net oil supply must of necessity correspond to a critical thickness of the oil film remaining on the tooth faces at the moment of meshing, which film is at least a little thicker than the total height of the irregularities on the two meshing tooth faces. The question of the flinging off of the oil, which is related to the above requirement, was studied in experiments, which are illustrated by the following flashlight photograph of a spur gear partially immersed in an oil bath. This and many more such photographs were taken by the author's former co-worker, J. J. VAN ROSSUM.

The oil is flung off from the individual tooth tips in the form of involute ligaments. The volumes flung off per unit of time in successive tooth positions were calculated from flow speed in the ligaments, which is kinematically, assessable, and from their thickness, which unfortunately could not be measured very accurately [6]). These volumes agreed, within the limits of error, with a theory published earlier (BLOK and VAN ROSSUM, 1948; BLOK, 1948; see also HINZE and MILHORN, 1950). Failing better evidence, it therefore appears to be justifiable to accept provisionally those assertions of this theory that it has not yet been possible to verify. One such assertion is that at the point where oil starts to be flung off, i.e. in the immediate vicinity of the point of supply, the volumes flung off so adapt themselves to this supply, that, above a rather low limit for the gross supply, the oil remaining on the tooth faces is practically insensitive to changes in the gross supply as soon as the tooth faces

[4]) A new method of oil supply suggested by PIETZSCH (1941) opens up interesting and promising prospects; however, in practice it does not appear to have been applied to any great extent.

[5]) So-called total loss supply, which is characterized by the deposition of the lubricant on the tooth faces at intervals and by primitive means, is out of the question for high performance gears.

[6]) It is the intention to report more fully on these experiments at a later date.

have travelled a very short distance from their point of supply. This statement is very important, as it means that, above the limit referred to, an increase in the gross supply has no influence on the net supply; thus in this case an increase in gross supply does not augment the net supply [7]). This circumstance has a favourable effect where it is necessary to prevent the tooth gaps from becoming so overfilled with oil in the region of meshing that the friction losses resulting from the expulsion of the oil become unduly high (HEIDEBROEK and PEPPLER, 1936). A further consequence of this circumstance is that the assertions made below, including the more quantitative ones (e..g formulae (2) and (3)) apply to spray supply just as much as to dip supply.

Speaking qualitatively, the following additional assertions may be made about the oil volumes remaining on the the tooth faces in their various positions. The volume of oil, expressed in terms of a fictitious average film thickness h_m, depends on the tooth height H, the tooth module M and the number of teeth z, of the gear which is either immersed in the oil bath or is being sprayed; further it depends on the following properties of the oil at the operating temperature: kinematic oil viscosity ν, density ρ and surface tension σ; and finally on the angular speed in radians ω and the angle φ, measured from the point of supply, which angle defines the tooth position considered (for dip supply $\varphi = 0$ for that position where the teeth emerge from the oil bath).

According to dimensional theory (BRIDGMAN and HOLL, 1932) the non-dimensional parameter h_m/M that describes the average thickness h_m must then be a function Φ, at present neither theoretically nor experimentally known, of the five non-dimensional groups, appearing in the following expression:

$$h_m/M = \Phi\,[H/M,\, z,\, \nu/\omega M^2,\, \sigma/\rho\omega^2 M^3,\, \varphi] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

For those cases where the influence of surface tension is negligible, reference may be made to the following quantitative formula taken from a theory that was propounded at an earlier date (BLOK and VAN ROSSUM, 1948).

$$h_m/M = \tfrac{2}{3}\sqrt{2}.\,[(H/M)\,.\,1/z.\,(\nu/\omega M^2)\,.\,1/\varphi]^{\frac{1}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Since in the most commonly used toothing systems the ratio H/M is about equal to 2.2, formula (2) reduces to: [8])

$$h_m = 1.4\,(\nu/\omega\varphi\, z)^{\frac{1}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

In discussing formula (2) it was already stated that the general cases where the surface tension σ plays a detectable part could not yet be quantitatively cleared up. However, the possibility was brought to light experimentally, that, for example at sufficiently low oil viscosities, flinging off of oil already ceases before the tooth face under consideration again dips into the oil bath. In other words, beyond a certain critical tooth position φ_k (if such should occur), the retained oil collects on the tooth tip mainly in the form of a bulge; it is retained there by surface tension in opposition to centrifugal force. It will be readily understood that formula (3) will cease to be valid when φ approaches or exceeds the critical value φ_k.

It must also be noted that for a given gear the critical value φ_k is exclusively a function of the two non-dimensional parameters $\nu/\omega M^2$ and $\sigma/\rho\omega^2 M^3$, and that the oil volume appropriate to φ_k and which is not capable of being flung off, can actually be determined by values of h_m/M, that are a function of the latter parameter only.

From formulae (2) and (3) the conclusion may finally be drawn that if the portion of the periphery of the wheel (measured from the point of oil supply to the meshing point) that is exposed to flinging off cannot be chosen small enough for h_m to be sufficiently large for dip supply, then splash supply will have to be resorted to, because here the point of supply, that is, the oil spray, can be brought very close to the area of meshing. In this way a certain insight is obtained into the question of the field of application of dip supply, and of the dividing line between it and spray supply. But this question has still other aspects, namely those connected with the control of temperatures now to be discussed.

IB. Function of the oil supply in the control of temperatures.

The control of the temperatures in a gear, and thus the problem of preventing the viscosity of the oil supplied to the tooth faces from falling below a critical minimum value is a question, not merely of exploiting the potentialities of the *dissipation* of the heat, but also of controlling the *generation* of the heat at different points in the gear. On the one hand, a reduction in the temperatures may have a favourable effect on the friction of the tooth faces, because the corresponding rise in the viscosity of the used oil not only increases the net supply to the tooth faces (see formulae (2) and (3)), but may also, as a hydrodynamic factor, improve lubrication and thereby reduce the coefficient of friction of the tooth faces (see section II). On the other hand, this increase in viscosity will increase the losses through expulsion of oil, and, in the case of dip supply, the churning losses also. Consequently the highest efficiencies can only be reached if the temperatures are not lowered too much. This object is not compatible with the main object of ensuring satisfactory life and operational reliability, which amounts to the same thing as achieving a satisfactory state of lubrication; hence the temperatures to be aimed at cannot always be chosen as high as would be desirable for the secondary object of efficiency. In any case, it is desirable to aim at reducing the losses due to expulsion of oil and the churning losses to the lowest possible figure. But as HEIDEBROEK and PEPPLER (1936) have already supplied revealing data about the former losses, including such about the influence of viscosity, only the churning losses will be further discussed here. First, however, something further will be said about the possibilities for the dissipation of the heat.

It is known that as the various types of gears increase in size their performance has a tendency to increase faster than the area of the outer surface of the gear case that is available for natural cooling. This explains why, in small gears, natural cooling often suffices; for the small gears that are usual in motor cars, of course, grateful use is made of the air stream caused by the motion of the car. Only for worm gears, with their high frictional losses, are special cooling devices applied, such as fins attached to the gear case, often even in small gears of this type.

In large gears, on the other hand, the required intensity of cooling can only be supplied by special cooling systems. As an oil pump will then be necessary in any case for circulating the oil through the cooler, spray supply easily offers the most natural solution; this has the added advantage that the churning losses disappear completely. In

---

[7]) The corresponding increase in the volume of oil flung off could, however, help to dissipate the heat which accumulates in the gear (see subsection IB).

[8]) It was the volume sflung off, as calculated from the differences in the h_m values for the different tooth positions (different φ-values), that were checked in the tests already mentioned - and satisfactorily confirmed.

These formulae like all those that follow, are valid in any consistent system of units, unless expressly stated otherwise; for instance, if ω is measured in radians/sec and ν in stokes = cm²/ sec, h_m must be reckoned in cm.

small gears a circulation system easily becomes too costly; then the churning losses attendant upon the use of dip supply have to be borne.

To revert to churning losses, it should be mentioned that the lack of data on this subject in literature [9]) led the author, in collaboration with J. J. VAN ROSSUM, to carry out some exploratory experiments, of which a short account follows here [10]).

It could be conjectured that, in addition to the dynamic oil viscosity η at oil bath temperature, also the inertia of the oil (density ρ) plays a part. According to dimensional theory (BRIDGMAN and HOLL, 1932), churning power N_p must be dependent on η, ρ, the angular speed ω, a characteristic dimension D of the wheel running in the oil bath, and the depth of immersion T, in the following way:

$$N_p/\eta\omega^3 D^3 = \Phi\,(\rho\omega\, D^2/\eta,\ T/D) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

where Φ is a hardly calculable function of the Reynolds number $\rho\omega\, D^2/\eta = \omega D^2/\nu$, which, however, proves to be determinable by experiment. Our experiments on a Chevrolet hypoid gear [11]) with a normally filled oil bath, surprisingly showed that in the range of Reynolds numbers investigated (about 700 to 2700) the function Φ simply reduced to a constant, namely 6.7 [12]). Clearly therefore the inertia forces played no important part here, and there was no intensive turbulence; under such conditions of course it may be expected that the churning power will be proportional to dynamic oil viscosity.

The significance of the depth of immersion is illustrated by a further series of tests with a smaller oil filling: here the non-dimensional parameter $N_p/\eta\omega^3 D^3$ was appreciably smaller than with the normal filling, and moreover it fell noticeably as the Reynolds number rose.

For oil viscosities η such as occur when starting automobile gears of the type concerned from cold the application of the formula $N_p/\eta\omega^3 D^3 = 6.7$ easily leads to churning losses of several horsepower. At temperatures below the „channeling point" of the oil, the ring gear would excavate a channel in the solidified oil, so that the churning losses could then drop considerably; this phenomenon can of course become critical, as it interferes with the supply of oil to the tooth faces.

Finally it should be mentioned that data about the churning losses as a function of the variables in formula (4) are not in themselves sufficient to enable one to predict the oil temperatures which will occur, and hence the viscosity of the oil as supplied, which is important in regard to the state of lubrication of the tooth faces.

Apart from data about the other heat sources, i.e. the frictional losses in the bearings and on the tooth faces, more exact information would be required about heat dissipation from the gear case as a function of oil bath temperature. As such data are not available on any adequate scale, one must make do with rules of thumb like those of TEN BOSCH (1940) for determining the limit of applicability of dip supply that is set by the churning losses. This rule of thumb states that the above limit of applicability lies at a peripheral speed of 15 m/sec (50 ft/sec).

The fact that no reference is made to the influence of the viscosity grade of the gear oil is to some extent justified in that, at the equilibrium temperatures of the oil bath that are found for the different viscosity grades, the oil viscosities do not differ by very much; the equilibrium temperatures would be higher for thick oils than for thin oils, so that there would be a compensating effect on the viscosity at the corresponding equilibrium temperature.

It is in any case to be recommended to extend and define more precisely the aspects of the control of temperature discussed above, if only for the purpose of gaining a deeper insight into the relationship between oil supply and the states of lubrication of the tooth faces, which will now be dealt with.

Section II: Dependence of power-transmitting capacity of gears on the state of lubrication.

The state of lubrication of meshing tooth faces may take various forms. In full fluid-film lubrication all contact between the tooth faces is eliminated by definition, and so life and operational reliability are as perfect as one could wish for. This ideal condition is therefore something to be aimed at; but in most high-performance gears its realization proves to be very difficult, if not impossible; the best prospects are offered by high-speed gears, which are not too highly loaded, such as for example the turbine gears discussed by Cameron in the previous paper of this Conference. In any case, it seems to be in place to examine the potentialities of full fluid film lubrication more closely; this will be done in subsection IIA.

Thus, partial lubrication is unavoidable in most high-performance gears. With this type of lubrication a part only of the tooth load is borne by the oil pressure, that is characteristic of full-fluid film lubrication, while the remainder is of necessity borne by direct contact between the tooth faces; it is clear that every available means must be used to make the hydrodynamic part as large as possible.

As is clear from the above, partial lubrication has two limiting cases, on the one hand full fluid-film lubrication, on the other hand boundary lubrication, characteristic of which is the fact that the tooth load is wholly borne by direct contact. The intensity of partial lubrication can be effectively characterized by the contact ratio, that is by the ratio of the load borne by direct contact to the total tooth load; naturally the contact ratio can only vary between zero (full fluid-film lubrication) and 100 per cent (boundary lubrication). Also it must be borne in mind that boundary lubrication, and likewise those states of partial lubrication that approach boundary lubrication (high contact ratio), may be of several types, which in gears are characterized by the differences in the temperature of the contact surface between the meshing tooth faces (BLOK 1939a, b); this question is further tackled in sub-section II B, which deals with the potentialities of boundary lubrication.

The question of experimental data about the transition from one state of partial lubrication to another and — at the limits — to full fluid-film or boundary lubrication as the case may be, will now be considered first, as such data form a good foundation on which to base the enquiry, later

---

[9]) For some general observations, one might refer to the extensive literature on stirring and mixing appliances such as are used in the chemical industry; see the references to literature, compiled by RUSHTON (1949).

[10]) It is proposed to report more fully on these experiments later, and in doing so to explain the method that was used to segregate the churning losses from the frictional losses on the tooth faces and those in the bearings.

In the test results published hitherto (see for example KONRAD, 1941 and RICHTER, 1949 a and b), no such segregation was made.

[11]) The gear case was somewhat modified, so that the results are not entirely representative for normal Chevrolet hypoid gears.

[12]) For D in formula (3) the external diameter of the ring gear was taken.

to be undertaken, into the potentialities of full fluid-film or boundary lubrication.

Data having direct application should relate to the experimental determination of the contact ratio in its relationship to varying operating conditions; in the limiting case of full fluid-film lubrication, however, it would be necessary to determine such a relationship for the thickness of the oil film. It is not surprising that hitherto no such directly applicable data have been available for gears; in making the measurements on rotating gears that are required, almost insuperable difficulties are encountered.[13]) Somewhat better prospects are held out by measurements on a planetary test machine described in an earlier paper (BLOK 1937b), which has two stationary sun gears. There would appear to be still somewhat better prospects in the use of the different types of disc testers (PEPPLER, 1936, 1938; TUSCHY, 1937; MELDAHL, 1939; VAN ZANDT and KELLY, 1949). For the time being, however, one must rest satisfied with indirect experimental data based on measurements of the coefficient of friction.

Usable measurements of the coefficients of friction of the tooth faces are likewise very scanty. What are probably the most informative ones, are due to DIETRICH (1939); they were carried out on spur gears by means of an ingenious piezoelectric method [14]), oils of various types and viscosity grades being used. It proved that the coefficients of friction f at the point of true rolling (pitch point) could be synoptically represented as a function of the hydrodynamic parameter $K_h = \eta\,(U_1 + U_2)/W$, where η represents the dynamic oil viscosity at the operating temperature concerned, U_1 and U_2 respectively the tangential speeds of the meshing tooth faces 1 and 2 relative to the point of pure rolling,[15]) and W the unit load, that is, the load per unit of width of the tooth faces.

From fig. 2 it is clear that at the lowest of the hydrodynamic parameters K_h investigated the coefficients of friction of the tooth faces attain the order of magnitude 0.1, which is characteristic for boundary lubrication; at any rate this is the same order of magnitude as that which obtained in boundary lubrication tests in a planetary test gear (BLOK, 1937b). There are thus good indications that at the lower K_h values nearly 100 per cent contact is attained.

In the region explored the coefficients of friction fall continuously, though slowly, [17]) with increasing hydrodynamic parameters. It is to be expected that, analogously with the known data on friction for slider bearings (BLOK, 1950), the curves in question would pass through a mini-

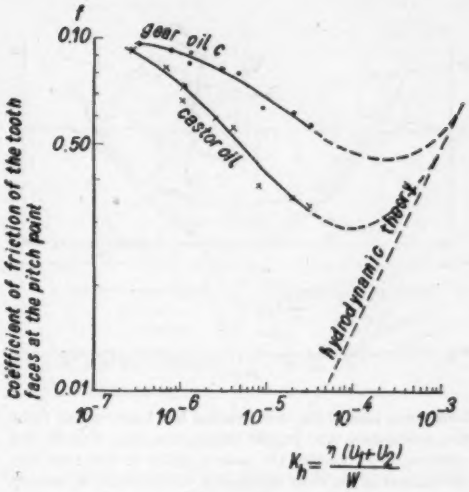


Fig. 2. Coefficients of friction of the tooth faces in spur gear tests [16]).

mum at hydrodynamic parameters higher than those attained by DIETRICH and would then join the straight line in fig. 2 that is indicated as a broken line; this theoretical line is calculated from hydrodynamic theory, which would be fairly approximately true if full fluid-film lubrication prevailed (cf formula (31) in PEPPLER, 1936). The hydrodynamic parameters K_h, at which full fluid-film lubrication would set in entirely, would be, according to the rough extrapolation in fig. 2, at least of the order of magnitude 10^{-3}. This order of magnitude corresponds more or less to that where the minimum film thickness calculated from hydrodynamic theory would be equal to the estimated total height of the irregularities of the tooth faces, and thus where contact between the tooth faces would cease altogether (cf formula (5), which has yet to be discussed).

Finally it must be taken into account that the curves found for the coefficients of friction of gears are very much displaced in the $f - K_h$ diagram compared with what is usual for journal bearings. The minimum coefficients of friction for journal bearings are throughout much lower (e.g. a few thousandths) and moreover they occur at much lower K_h-values, e.g. at 10^{-5} to 10^{-6} and downwards (cf figs. 4 and 9 in the author's paper, 1950). Furthermore the position of the curves for the coefficients of friction of the tooth faces appears to be connected with the degree to which the viscosity of the oils in question is influenced by high pressures [18]). For instance, this influence is weakest for the castor oil, and in fact this oil gave the lowest curve; as we shall see, lower coefficients of friction are no guarantee for better conditions of lubrication, that is, lower contact ratios. In the next subsection these significant particulars will be elucidated in more detail.

IIA. Potentialities of Full Fluid-Film Lubrication.

With the aid of the indirect data discussed in connection with fig. 2, we were able in an individual case of gears to

[13]) The method suggested by PRAGST (1940) for determining the electrical transfer resistance might perhaps achieve something here.

[14]) This method solves in a very elegant manner the problem of segregating the friction losses of the tooth faces from the other friction losses obtaining in the gears.

[15]) Obviously, at the point of pure rolling $U_1 = U_2$. At other meshing points $U_1 \neq U_2$, and under full fluid-film lubrication the coefficients of friction f_1 and f_2 at the tooth faces 1 and 2 respectively would no longer be equal to each other; in addition, both f_1 and f_2 would be functions, not of K_h only, but also of the ratio U_1/U_2.

[16]) To keep fig. 2 synoptic, only those results were given that DIETRICH found for his gear oil C (highest curve) and Castor oil (lowest curve). The necessary data were taken from Dietrich's figs. 41—43.

[17]) Allowance must be made for the fact that the scales of the logarithmic units were chosen different for the ordinates than for the abscissas. This slow descent might well be the reason why the thermal lability, known to be proper to journal bearings, does not occur with gears (BLOK, 1949).

[18]) This is also true of the curves for the coefficients of friction of the other oils examined by DIETRICH; for the sake of clarity, these oils were not included in fig. 2. Such indications are also found in the experiments of Hyde (1920) on worm gears.

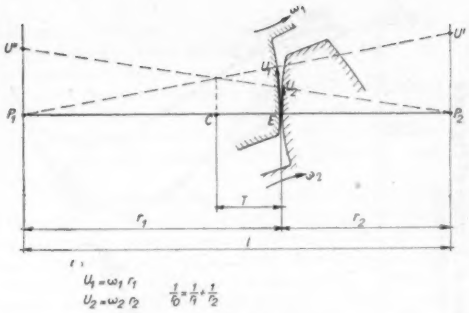


Fig. 3. Geometric and kinematic relationships of involute spur gears.

form some idea of the demarcation line between full fluid-film lubrication and partial lubrication. But when it is a question of exploiting the potentialities of full fluid-film lubrication in the most intelligent way possible, it appears desirable to search for a basis that has a more general application. Owing to the lack of direct experimental data this search can for the present only be based on theoretical considerations and calculations, which naturally are of an essentially hydrodynamic character.

In principle, the oldest of these calculations are only adaptations of Reynolds' theory, that was originally worked out for journal and other slider bearings, to the geometrical conditions that are characteristic of spur gears, and that are distinguished by a much less satisfactory degree of conformity of the tooth faces. Retaining Reynolds' assumptions, inter alia the assumption of complete rigidity (i.e. of stability of form of the rubbing surfaces) and of the constancy of the oil viscosity η throughout the film, we find for the minimum film thickness h_o Martin's formula [19]):

$$h_o = 2.45\,[\eta(U_1 + U_2)/W]\,.\,r_o = 2.45\,K_h\,.\,r_o \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

where r_o is the „conformity radius" of the rubbing surfaces, defined by $1/r_o = 1/r_1 + 1/r_2$, where r_1 and r_2 represent respectively the radii of curvature of the meshing tooth faces 1 and 2 at their momentary meshing point E [20]) (cf fig. 3, where P_1 and P_2 represent the end points of the line of action; P_1 and P_2 are likewise the points, where the line of action osculates the base circles of gears 1 and 2 respectively).

If it is taken into account that formula (5) is also valid for journal bearings in the special case of high loads (Cameron and Wood, 1949; Blok 1950), a revealing explanation is found for the fact, already referred to, that in journal bearings the conformity radius r_o is generally more than 10 m (more than, say, 30 ft), while in a pair of spur gears, at least if both gears have external teeth, r_o is generally smaller than 0.1 m (smaller than, say, a few inches); it might also be added that in journal bearings the difficulties as regards machining and running in, that have to be overcome in order to keep the total height of the irregularities of the running surface as small as possible, are considerably less than in the case of gears.

Further, it is now clear that full fluid-film lubrication could most easily be realized in those types of gears which have the most favourable conditions of conformity (greatest r_o), e.g., in spur gears where one of the meshing gears has internal teeth, and in certain worm gears [21]) (Niemann, 1942). As regards worm gears, it has also to be remembered that, on the other hand, their kinematic conditions can have an adverse effect insofar as the speeds U_1 and U_2 of the tooth faces can have opposite directions, so that one of them must be counted as negative; according to formula (5), this could cancel out the favourable effect of the larger radius of conformity r_o [22]).

According to formula (5), with pairs of externally toothed spur gears the potentialities of full fluid-film lubrication would only be very limited; for instance, for a total height of the irregularities of the tooth faces of 25 microns, full fluid-film lubrication would no longer be realizable when hydrodynamic parameters K_h were lower than 10^{-3}. At the customary oil viscosities and speeds, $K_h = 10^{-3}$ would correspond to really low unit loads W; for instance, for $\eta = 1$ poise (about 15° Engler, 530 Saybolt or 460 Redw.) and $U_1 + U_2 = 1000$ cm/sec, W would be only 10^6 dyn/cm $\cong$ 1 kg/cm, if r_o amounts to 1 cm as in Dietrich's tests.

On the basis of such considerations, Glaubitz (1943) is certainly right in asserting that the potentialities of full fluid-film lubrication are very much overestimated, both by engineers and by research workers. Nevertheless, formula (5) may very well present these potentialities in a much too unfavourable light if, as is frequently the case, the assumptions on which it is based are no longer valid. This consideration led Glaubitz thoroughly to investigate the consequences of the nonapplicability of these assumptions; as our knowledge has expanded considerably in the meantime, it now seems in order to reopen the study of this question in the light of the latest knowledge.

As to the assumption of the complete rigidity of the tooth faces, the flexure of the teeth will have practically no effect on the momentaneous conformity radius r_o. However, another type of elastic deformation, „hydrodynamic flattening", under certain conditions (especially if highly elastic gear materials such as plastics are used) may very well contribute appreciably to the hydrodynamic load-carrying capacity, that is, it may considerably widen the potentialities of full fluid-film lubrication.

This hydrodynamic flattening is demonstrated in the model in fig. 4, which is based on a consistent application of the following simplified assumption, which has already

[19]) Formula (5) was given in an anonymous publication by Martin as early as 1916, and was afterwards developed anew by various workers, apparently independently of Martin.

[20]) The inertia effects generated in the oil film by the tangential acceleration of one meshing tooth face and the tangential deceleration of the other — neglected in Martin's theory — could very well have a considerable influence on the hydrodynamic load-carrying capacity of the film in fast running gears. For a more detailed treatment, the reader may be referred to the work of Ladanyi (1949) on journal bearings.

[21]) In such gears one of the tooth faces, which we may call 2, is concave, so that in $1/r_o = 1/r_1 + 1/r_2$ the value r_2 becomes negative, and thus r_o becomes quite large. The same conditions occur to an even more pronounced degree in journal bearings.

[22]) According to Weber's statement in his appendix to the publication of Niemann (1942), the longitudinal sliding that occurs in worm gears will have no effect in hydronamic respects in contrast to the „transverse speeds" U_1 and U_2. When Glaubitz (1943) attempts to demonstrate by a longish calculation that in involute spur gears the unfavourable case $U_1 = -U_2$, i.e. $U_1 + U_2 = 0$ may occur, this must be attributed to an error in the calculation; for in such gears U_1 and U_2 have always the same direction. Incidentally, the case $U_1 + U_2 = 0$ can easily be realized in disc testers and can then be used to eliminate the hydrodynamic influences, as may be desirable in experiments relating to boundary lubrication (Blok, 1948).

been introduced by MARTIN, but for completely rigid tooth faces only.

The influence of the radii of curvature, r_1 and r_2 in the unloaded (undeformed) state and R_1 and R_2 in the loaded (flattened) state, of two meshing tooth faces on the hydrodynamic oil pressure formation may be shown by models, in which one rubbing surface is flat and the other is a parabola with a radius of curvature in its top that equals, in the unloaded state, the conformity radius r_o as defined by $1/r_o = 1/r_1 + 1/r_2$ or, in the loaded state the conformity radius R_o as defined by $1/R_o = 1/R_1 + 1/R_2$.

The above models lead us to an approximate elasto-hydrodynamic theory that is much simpler and more synoptic than the exact one developed by MELDAHL [23]) (1941). In the approximate theory we are only concerned with evaluating the „flattening" ratio $m = R_o/r_o$ as a function of the parameter [24]) concerned; for our purpose it is sufficient to bear in mind that m is always greater than 1 (only in the hypothetical limiting case of completely rigid tooth faces is m equal to 1).

Fig. 4 shows how, once the flattening ratio is known, the oil pressure distribution appropriate to the deformed tooth faces can be found from the oil pressure distribution p of the tooth faces, originally assumed to be completely rigid. It is clear that when the unit load W (load per unit of width of the tooth faces) is thought of as being kept constant, the hydrodynamic flattening leads to a flattening of the oil pressure distribution.

But the most important thing is that the rubbing surfaces when deformed by hydrodynamic flattening so accommodate themselves that the minimum film thickness becomes m times as great. If the unit load W only is varied, the hydrodynamic flattening monotonously increases with W; to a certain extent, therefore, the minimum film thickness accomodates itself to the load. This means that the minimum film thickness only reaches its critical value (the total height of the irregularities of the tooth faces) at a critical load greater than that according to the classical theory for completely rigid tooth faces (MARTIN, 1916, see formula (5)). Here there is a mechanism that can bring about a considerable extension of the potentialities of full fluid-film lubrication; at any rate it is clear that here it is a question of co-operation between a constructional property of the solid gear material, its elasticity, and a constructional property of the liquid oil, its viscosity.

Unfortunately, the calculated results at present available are not sufficient for making a reliable estimate of this co-operation. If, however, the viscosity is considered as uniform throughout the oil film, a method indicated by PEPPLER (1936, 1938) makes it possible to judge whether, for given operating conditions, the co-operation, i.e. the hydrodynamic flattening, plays a noticeable and sometimes considerable part, or only a subordinate one. First, we calculate the fictitious maximum oil pressure in the film according to MARTIN (1916):

[23]) Because of the great mathematical difficulties involved, the exact theory of Meldahl has hitherto only partially been evaluated numerically.

[24]) It proves that m may be unambiguously represented as a function of a special combination of the variables, that is, as a function of the parameter that MELDAHL (1941) denotes as H.S. Only for very large H.S, i.e. for very pronounced hydrodynamic flattening is the approximate theory no longer sufficiently accurate; among other things, for H.S $\rightarrow \infty$ this theory does not lead to the semi-elliptical pressure distribution according to HERZ. It is the intention to publish the approximate theory in the near future; in doing so, the influence of pressure viscosity will be taken into account too.

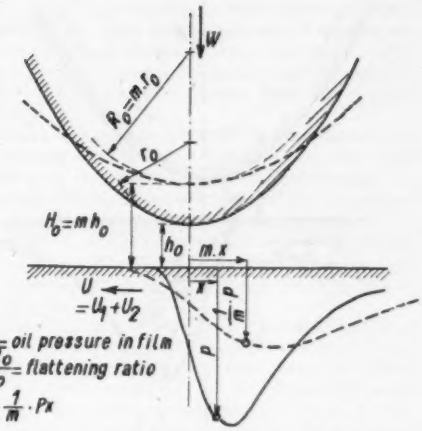


Fig. 4. Oil pressure formation with and without hydrodynamic deformation.

$$p_{max.} = 0.28\,(W/r_o)\,.\,K_h^{-\frac{1}{2}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (6)$$

that is, assuming completely rigid tooth faces. [25]) Next we calculate according to Hertz' theory the maximum pressure $\sigma_{max.}$ that would occur in the contact surface that would form between the tooth faces on the complete absence of lubrication. If $p_{max.}$ is appreciably smaller than $\sigma_{max.}$, the hydrodynamic flattening and its effects become negligible. If $p_{max.}$ reaches the same or a greater order of magnitude than $\sigma_{max.}$, the elasto-hydrodynamic theory would have to be applied.

For the working conditions (W was constant and equalled 41.5 kg/cm) obtaining in the experiments of DIETRICH (1939) it proved, for example, that $\sigma_{max.} = 3950$ kg/cm². Further, the other quantity, $p_{max.}$, would amount to only 360 kg/cm² for the transition from full fluid-film lubrication to partial lubrication ($K_h = 10^{-3}$), calculated from fig. 2 (it should be realized that both σ and $p_{max.}$ are computational quantities only). This means that under Dietrich's conditions hydrodynamic flattening could not have brought about any noteworthy extension of the potentialities of full fluid-film lubrication.

It remains to investigate to what extent the potentialities of full fluid-film lubrication are influenced by the increase in the viscosity of oils at the high pressures which may occur in spite of hydrodynamic flattening in oil films between tooth faces. On the basis of formula (5) for the assumption of constant viscosity η it must be concluded that a critical minimum film thickness would always be avoidable, if only the viscosity of the oil as supplied could be selected sufficiently high. However, a fairly low limit is set to this viscosity by the methods of oil supply in use in high-performance gears, that is to say, spray lubrication or dip lubrication (cf Section I). But it is known that already at a pressure of 1000 atm. oil viscosities rise to a multiple of their values at atmospheric pressure, and that at still higher pressures this rise in viscosity continues at an ever increasing rate (the rise is roughly exponential). One might therefore surmise that pressure viscosity could bring about

[25]) Formula (6), which is also valid for heavily loaded journal bearings, shows that it is the poor conformity (r_o is small) of spur gear tooth faces that causes the tendency to high oil pressures.

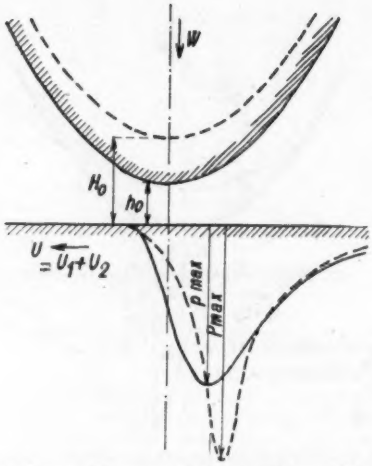


Fig. 5. Influence of pressure viscosity on minimum film thickness and distribution of pressure.

a considerable extension of the possibilities of full fluid-film lubrication. This seems to have been the main idea that stimulated the numerous researches into pressure viscosity (see the references to literature in Hersey and Hopkins' paper 1947).

According to the latest views, [26]) however, the influence of pressure viscosity on hydrodynamic load carrying capacity is by no means as pronounced as was originally conjectured. This is because the influence of pressure viscosity on the formation of oil pressure in the film is too much localized (cf fig. 5).

According to the classical theory (Martin, 1916; Peppler, 1936), at constant viscosity there would occur the pressure distribution represented by a solid line, and the minimum film thickness h_o (see formulae (5) and (6)). But, for the same unit load and the same viscosity at atmospheric pressure in the inlet and outlet of the film, with pressure-dependent viscosity the tooth faces would be more widely separated, so that the minimum film thickness increases from h_o to H_o. But this is accompanied by a much sharper peak in the distribution of pressure; here the above mentioned localization of the influence of pressure viscosity manifests itself. Given even the highest imaginable influence of pressure viscosity it can be proved that this cannot increase Martin's minimum film thickness, where the hydrodynamic flattening is left out of consideration, much more than two or threefold [27]). The co-operation between hydrodynamic flattening and pressure viscosity therefore deserves further study. According to the author's provisional estimates, however, it is hardly to be expected that this cooperation will lead to any marked further extension of the potentialities of full fluid-film lubrication, compared with what hydrodynamic flattening by itself can do.

It thus appears that the advantages of gear oils with high pressure viscosity could not be very striking. Since such oils would generally have a low V.I. (sharp fall in viscosity with temperature), the concomitant disadvantages could easily cancel out their presumed advantages.

[26]) See the work of Hersey and Lowdenslager (1950) and its discussion by the author. See also: Blok, 1951, incl. the discussion.

[27]) See the literature referred to in the previous foot note.

Although the influence of pressure viscosity does not appear to be very pronounced as regards hydrodynamic load-carrying capacity, it could be much greater as regards the coefficients of friction; an oil pressure distribution curve with a peak as sharp as shown in fig. 5 and the accompanying, still sharper peak in the distribution of viscosity in the film, would evoke a marked increase in the coefficient of friction. In Dietrich's spur gear experiments (1939) some indications were found of the dependence of the friction curves of the various oils on pressure viscosity (see fig. 2).[28]) True, at the estimated limit for full fluid-film lubrication ($K_h = 10^{-3}$) the influence of pressure viscosity could not yet have been very marked, since according to formula (6), i.e. assuming constant viscosity, the maximum oil pressure would be only 360 kg/cm². For lower K_h values, i.e. under conditions of mixed lubrication, the maximum oil pressures could, however, very well have been much greater than 360 kg/cm², even with the decrease in the part played by hydrodynamic lubrication.

To sum up, it may be said that it has still proved impossible to delimit the potentialities of full fluid-film lubrication; but insight may now have deepened to such an extent as to be able to provide essential clues for researches to be undertaken in the future. This much can at any rate be said: that in most high-performance gears partial lubrication can hardly be avoided, although under favourable conditions the potentialities of full fluid-film lubrication are probably considerably greater than was hitherto assumed on the basis of the classical theory. One can then only attempt to increase as far as possible the part played by the hydrodynamic formation of pressure in transmitting the tooth load [29a]); in this respect the knowledge already obtained about the potentialities of full fluid-film lubrication may yet prove to be very valuable.

Partial lubrication would thus appear to be characteristic of most high-performance gears, and often it might closely approach its limiting case, boundary lubrication. We will therefore now turn our attention to the potentialities of boundary lubrication.

IIB Potentialities of boundary lubrication.

The opinion is sometimes expressed that the potentialities inherent in boundary lubrication are but very limited [29b]); but

[28]) For experiments on worm gears see Hyde (1920) and for the experiments of S. J. Needs on journal bearings, see fig. 6 of Blok (1950).

[29a]) One might suppose that such an experiment could offer excellent prospects of combating pitting of the tooth faces; judging by the sharp increase in the pitting-free life that results from only a slight reduction in tooth face loading, a slight increase in the part played by hydrodynamic formation of pressure, i.e. a slight reduction in that part of the load that is transmitted by contact, could already bring about a worthwhile increase in pitting-free life. But the circumstances are not yet entirely clear (Glaubitz, 1943), since for example the experimental results published hitherto about the influence of oil viscosity on pitting-free life are in part contradictory. It is possible that Van Iterson's cavitation hypothesis deserves more attention than it has hitherto received (Van Iterson, 1940).

[29b]) Note added in proof: After the author had read the present paper, his attention was drawn to the similar opinion expressed by Borsoff et al. (1950), who conjecture that essentially full fluid film lubrication obtained in their spur gear tests up to loads approaching those at incipient scoring with straight mineral oils. The author is not convinced, however, that this conjecture really holds good (cf. E. A. Ryder's discussion on Borsoff et al.'s paper, and the paper by Lane & Hughes, 1951, including its discussion); for instance, the test results

this is not the case if it is a question of rubbing surfaces of such wear-resistant properties as are usual in high-performance gears. For the most extreme type of boundary lubrication, the so-called *extreme boundary lubrication,* [30]) where the occurrence of scoring places a critical limitation on gear performance, there are many indications that this limitation can lie far beyond the point where the potentialities of *hydrodynamic lubrication* have ceased to exist. [31]) We shall devote our attention exclusively to this extreme boundary lubrication. [32]) It is thus a matter of the more exact determination of the potentialities of extreme boundary lubrication and of the properties of gear oils that limit these potentialities.

It has been realized for a long time that scoring is a consequence of the high „flash temperatures" that are caused on the tooth faces by the very intensive heat of friction of the tooth faces, which is generated by the high loads and speeds that are characteristic of extreme boundary lubrication. To define the position it should be added that in the course of time more and more support has been forthcoming for the author's hypothesis (1939c) that, for all mineral oils at least, there would be a characteristic critical scoring temperature T_k which still would depend on the nature of the rubbing surfaces, but within wide limits would be practically independent of the pressures in the contact surfaces and the speeds at which it flashes along the tooth faces (cf. Blok. 1937 b, and Lane & Hughes, 1951).

The above hypothesis has hitherto been confirmed by the experimental results accessible to the author insofar as they were in a form that could be evaluated [33]); e.g., for mineral oils tested in the Two-Ball E.P. Tester, see Lane (1950).

The hypothesis has further proved its worth in the development of methods for testing extreme pressure lubricating oils by means of the Four-Ball E.P. Tester, which have subsequently proved to be satisfactory from the point of view of correlation wit scoring in gears [34]).

So much is at all events clear: that in extreme boundary lubrication the gear oil acquires outstanding importance as a constructional gear material. This is above all true of extreme pressure oils with their chemically active anti-scoring additives, since without them hypoid gears, for example, could never have attained such wide application to-day. Even gear oils without extreme pressure additives, thus mineral oils, fatty oils and mixtures of the two, are important constructional materials for gears from the point of view of scoring; imagine for example to what catastrophic scoring gears would be exposed if oil were withheld from them.

Doubtless the designer will want to know how he can exploit present-day knowledge when checking various types of gears as to the dependence of their performance on scoring with the various available gear oils. For this purpose there are various methods of calculation, which will now be discussed. In this discussion it will appear that most of these methods are highly specialized for one or only a few types of gears and are hardly or not at all susceptible of generalization.

The oldest method for predicting the risk of scoring of the tooth faces was perhaps developed by Hofer (1931); its originator suggested it only for the somewhat limited region of hardened and ground spur gears with spray lubrication. Especially in its orginal form, Hofer's method possesses the undeniable charm of simplicity; it asserts that the specific maximum performance $N_{spec.}$, expressed in h.p. per mm tooth face width, that is permissible from the point of view of scoring, has the same numerical value as 5 per cent of the diameter d (expressed in mm) of the pitch circle of the pinion; thus, expressed as a formula [35]):

$$N_{spec.} = 5 \cdot \frac{d}{100} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

In this original, simple form, however, Hofer's method is too simple, even for the limited field of application indicated, as no account at all is taken of the scoring behaviour of the gear oil. Apart from this, one of the assumptions on which this method is based does not do justice to the real flash temperatures. These assumptions can be formulated somewhat as follows: first, the heat developed per second on the gear wheel would be a constant part of the power transmitted; second, the dissipation of heat per second would be roughly proportional to the area of the tooth faces. The second assumption, plausible though it seems, is not tenable on careful examination, insofar as it is meant to relate to the most important part of the local and momentaneous tooth face temperatures, that is, to the flash temperatures.

It is therefore not surprising that formula (7) requires some refinements. Later, such refinements were developed by the author (see for example formula (9), which has yet to be discussed); Hofer himself (1946) also introduced such refinements, which may be summed up in the following form:

$$N_{spec.} = F_H \cdot S_H \cdot \frac{d}{100} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

where the product $F_H \cdot S_H$ takes the place of the constant factor 5 in formula (7); F_H represents Hofer's form factor [36]) and S_H Hofer's factor for the influence of the lubricant.

Formula (8) will not be discussed till later on in this section; it will then be adduced for comparison with other

---

concerned can be correlated at least as well on the basis of formulae (9) and (10) to follow, as on the basis of the above-mentioned conjecture.

[30]) The nomenclature „extreme boundary lubrication" is preferred to the usual expression „extreme pressure lubrication". The reasons for this have already been explained in an earlier paper (Blok, 1939a); here the other types of boundary lubrication also were named and discussed.

[31]) For the mutual overlapping of the performance limits that depend on the various critical phenomena, see the paper by Niemann (1942).

[32]) Something has already been said, in the footnote 29), about the other type of boundary lubrication that can occur in gears, that is to say, the type where the tooth face temperatures do not become critical and where pitting is a characteristic phenomenon.

[33]) Although Almen (1948), allegedly on the basis of his own scoring tests in spur gears, has objected to the use of the „flash temperature method" — to be discussed in what follows — for making calculations as to the risk of scoring, the author after careful testing has reached the conclusion that from any fundamental view-point. Almen's objections have no real basis.

[34]) What is meant here is the „seizure delay" method (Blok, 1939c) and a new, related method that has not yet been published.

[35]) This is a somewhat rewritten form of the first formula of Hofer (1931).

[36]) Hofer splitted up his form factor into four different factors, viz.: F_H is identical with:

$$F_H = z \cdot (f_{\epsilon_v} \cdot f_{\epsilon_1/\epsilon_2} \cdot V_i)^{-1}$$

where the influence factors z etc. have been defined by Hofer (1946). S_H is the reciprocal of Hofer's factor f_{sg} for the influence of the type of lubricant on the risk of scoring of the tooth faces.

methods for predicting the risk of scoring of tooth faces. methods still to be gone into.

ALMEN (1935) developed his so-called P.V method for spiral bevel gears in automobile rear axles and expressly limited its empirical validity to these. The basic idea was roughly as follows:

Taking P for the maximum pressure in the contact surface — here band-shaped — between two meshing tooth faces, and V for the sliding speed of the tooth faces, the maximum value occurring for the product $P.V$ is a proportional measure of the maximum intensity of the heat of friction $f.P.V$ generated in the surface of contact, if the coefficient of friction f of the tooth face is assumed to be constant, as is credible for the high tooth loads (boundary lubrication prevails). Yet this idea is an insufficient basis for judging the flash temperatures that are generated by the heat of friction in the contact surface „flashing along" the tooth faces. This is already revealed by the fact that the flash temperatures generated by a heat source travelling along a solid surface not only depend on the heating intensity, but also on the speed in itself and further on the width of the heat source, here thought of as a band; for the speed has also a cooling effect, in that the cooling surface offered per unit of time increases as the speed. [37])

One cannot at any rate deny that the $P.V$ method achieved a certain success in Almen's experiments (1935) with spiral bevel gears. But is may be doubted whether, for instance, the maximum value for $P.V$ of 3.2×10^6 kg cm/cm² sec that was found to be permissible in the case of the pure mineral oil investigated will be applicable if P and V are varied beyond Almens' not very wide range (cf also the discussion annexed to the paper of ALMEN, 1948). A still more important question is, whether it is not possible to think out some more general method such as will also be applicable to other types of gears too; there appears to be justification for asking this question, as for spur gears ALMEN (1942) forsook the $P.V$ method in favour of his later $P.V.T$ method, now to be discussed.

In the $P.V.T$ method, T represents the stretch, as indicated in fig. 3 on the line of action P_1P_2, that changes continuously with the change in position of the meshing point E. The maximum $P.V.T$ value found for a particular pair of spur gears would then be a criterion for the risk of scoring. On the basis of extensive practical data, ALMEN has worked out statistically the critical vlaue 8.2×10^6 kg/sec for aircraft propeller gears lubricated with the usual mineral aircraft engine oils.

Although the refinement that the $P.V.T$ method represents has to a great extent removed the difficulties experienced with the use of the $P.V$ method for aircraft spur gears, it should not be overlooked that there were still certain discrepancies. But this is probably not characteristic of the $P.V.T$ method alone, as the operating conditions characteristic of the practical experiments in question naturally could not be controlled; among other things, the operating temperatures of the oil, and thus the bulk temperatures of the gears, could very well have been different (as the tooth face temperatures are composed of flash temperature and bulk temperature, the bulk temperature is also significant for the risk of scoring).

A comparison is instituted between Almen's $P.V.T$ method and Hofer's method only for the special case of a group of geometrically similar spur gears; the comparison would be insufficiently synoptic for geometrically dissimilar spur gears. For our special case the scoring-free specific power $N_{spec.}$, relative to the unit of tooth face width, would, according to the $P.V.T$ method, be inversely proportional to the engine speed and also to the absolute dimension; [38]) but according to HOFER (formula 8) $N_{spec.}$ would be independent of the engine speed and woul dbe directly proportional to the absolute dimension. The two methods can thus only be reconciled so to speak at individual points, that is, only for certain combinations of the engine speed and the absolute dimension. Therefore, at least one of the two methods can have no claim to general validity for spur gears of different speeds and dimensions. We shall now see that in its essentials Hofer's method agrees fairly well with the „flash temperature method", which is based on the theory of flash temperatures and which will now be discussed.

For the very general case of gears with band-shaped contact surfaces (so-called line contact), where the two meshing tooth faces are of different materials, the flash temperature method for judging the scoring-free power can without difficulty be deduced from the theory of flash temperatures enunciated in previous publications (BLOK, 1937a and b, 1948); in this theory one has then only to introduce the hypothesis that for each combination of lubricant and mating gear materials there is a characteristic critical temperature at scoring.

For the somewhat specialized but still very frequent case, which ALMEN and HOFER have also considered, that both faces are composed of materials with the same modulus of elasticity E and the same contact coefficient [39]) b, one finds for the permissible specific power $N_{spec.}$ per unit width of the tooth faces:

$$N_{spec.} = M_B \,.\, F_B \,.\, S_B \,.\, n^{1/3} \,.\, d^{2/3} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

where $M = (E/b^4)^{1/3}$ represents the factor for the influence of the gear material, F_B and S_B respectively the form factor and the factor for the influence of the oil according to the flash temperature method, n the rotational speed of that gear to which the pitch circle diameter d relates. [40])

[37]) This observation has been commented on in more detail in the author's earlier papers on flash temperatures (BLOK, 1937a and especially 1949). Incidentally, it can be demonstrated (and felt) by passing a finger through the flame of a match at various speeds. A further indication is that the heat of friction generated on highly-loaded tooth faces may easily reach, or even surpass, the heating intensity of oxy-acetylene burners. But melting temperatures need not be reached on the tooth faces; the difference in temperature is due to the difference in speed of the two heat sources.

[38]) This can be deduced from the Hertzian relationship between the maximum contact pressure P on the one hand, and the load per unit width of the tooth face, and radius of curvature of the tooth faces on the other hand.

[39]) The contact coefficient b is a thermal property, defined by $b = (\lambda \rho c)^{\frac{1}{2}}$, where λ is the heat conductivity, ρ the density, and c the specific heat; for not too highly alloyed steels b varies from about 12 to 16 kg/cm sec $\frac{1}{2}$ °C (for hardened, martensitic steels the lower values must be taken).

[40]) It makes no difference which of the two mating gears is chosen for this purpose. If the gear selected is numbered 1 and the other 2, and we accordingly write n_1 and d_1 in place of d and n, then the expression $F_B . n_1^{1/3} d_1^{2/3}$ proves to be symmetrical in the indices 1 and 2, that is to say that if these indices are interchanged the resulting value is the same. This can easily be shown for straight spur gears, if it is borne in mind that F_B is defined by the maximum value of the expression that is appropriate here:

$$0.96 \,.\, (\sin^{2/3}\alpha \,.\, tg\,\alpha) \,.\, (r_2/r_1)^{1/3} \,.\, (1 + n_1/n_2)^{-1} \,.$$
$$.\, \left| 1 - (n_2\, r_2/n_1\, r_1)^{\frac{1}{2}} \right|^{-4/3}$$

where α is the pressure angle and r_1 and r_2 are the stretches of the line of action defined in fig. 3 (r_1 and r_2 are the radii of curvature of the tooth faces in question in their momentaneous position).

The factor for the influence of oil is defined by:

$$S_B = \left(\frac{T_k - T_m}{f}\right)^{4/3} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

where T_k is the critical temperature at scoring, T_m the bulk temperature of the gears (in dip lubrication this fairly uniform temperature T_m of the bulk of the gear will generally not be much higher than the oil bath temperature); the permissible flash temperature will thus be represented by the difference $T_k - T_m$. Finally, f represents the coefficient of friction of the tooth faces.

To obtain maximum protection against scoring, the oil in combination with the gear material(s) should have the highest possible value for $(T_k - T_m)/f$; the designer then only needs detailed information from lubricating oil laboratories about this value for different bulk temperatures T_m in order to exploit formula (9) numerically to the full in his designs. Unfortunately, exact data are not yet available, but the following may be said in order to clarify the picture (cf. LANE 1950 and LANE & HUGHES, 1951).

For gear oils of purely mineral origin, i.e. without any extreme pressure additive, the critical scoring temperatures T_k fluctuate between about 250° C (thin oils) and 450 or 500° C (thick oils); the coefficient of friction is of the order of about 0.1, and appears on the average to be but little higher for thin oils than for thick oils. Thus, although there appears to be a not too widely scattered correlation between the viscosity grade of mineral gear oils and the protection they afford against scoring, this must not be taken as an indication that even under conditions approaching scoring viscosity would be an essential hydrodynamic factor; under extreme boundary lubrication the share taken by hydrodynamic formation of pressure will indeed play only an insignificant part in the transmission of the load between the tooth faces. The viscosity grade would here be rather a rough indication of the dependence of the anti-scoring performance of the oil on its constitution.

Finally, another comparison between the HOFER and the flash temperature method may be instituted. It is easily gathered from formulae (8) and (9) that they do not differ too widely in construction; here one should remember that the factor M may be assumed to be constant in the case of the spur gears of hardened steel here to be considered and with which HOFER is solely concerned. Qualitatively the only differences found are the following:

According to HOFER there is for $N_{spec.}$ no dependence on the engine speed, whereas according to the flash temperature method $N_{spec.}$ would increase by $n^{1/3}$; but such a dependence is found to be in accordance with the facts as found in recent spur-gear scoring experiments at widely varying rotational speeds (HUGHES and TOURRET, 1950). This dependence is fairly weak, however, owing to the low power 1/3, and so within a limited range of speeds the difference in speeds need not cause any great divergences between formulae (8) and (9).

The difference between Hofer's power, unity, of the pitch circle diameter d, and that according to the flash temperature process, 2/3 is likewise fairly slight. It may therefore be concluded that Hofer's and the flash temperature method may approximate to each other quantitatively within a not too wide range of speeds and absolute dimensions. So far, it has been possible to compare the two methods quantitatively only in random checks, since HOFER has given the factors of influence into which he divides his form factor (see footnote to formula (8)) in tabular form, and has not yet published his theoretical or empirical justification. For rotational speeds and dimensions such as are considered normal the random samples so far investigated have yielded results showing a not too bad agreement between the permissible specific performances $N_{spec.}$ according to HOFER and according to the flash method. More than this is hardly to be expected in view of the uncertainty about the sharing of the load in the case of simultaneous meshing of adjacent pairs of tooth faces and the additional dynamic loads resulting from the machining inaccuracies and the flexures of the teeth.

Conclusion

In their recommendations and specifications as to gear oils many gear and oil manufacturers can point to a wealth of experience; accordingly only in exceptional cases is there any uncertainty about the selection of gear oils. These special difficult and therefore instructive cases occur most frequently in the case of new designs, where experience is lacking. Especially in such cases is the need felt for a thorough insight into the many questions connected with the dependence of the power-transmitting capacity of high-performance gears on oil supply and lubrication, as treated here; but such insight is also a necessary condition for the further development of methods of oil supply and the improvement of the state of lubrication in types of gears that have already proved themselves. It was the main purpose of the present paper to develop some lines of thought that can contribute to the further development of our knowledge, at present still at an initial stage.

Bibliography

ALMEN, J. O., 1935: „Factors influencing the durability of spiral-bevel gears for automobiles"; *Autom. Ind.* **73**, 662-668, 696-701.

ALMEN, J. O., 1942: „Dimensional value of lubricants in gear design"; *SAE Journ.* (Trans.) **50**, 373-380.

ALMEN, J. O., 1948: „Surface deterioration of gear teeth"; *Mechanical Wear*, 229-267 (Discussion: 267-288); edited by J. T. Burwell Jr, Publishers: Am. Soc. Metals (Jan. 1950).

BLOK, H., 1937a: „Les températures de surface dans les conditions de graissage sous pression extrême"; 2nd World Petroleum Congress, Paris (as the official French edition is full of printing errors, those interested are recommended to apply to the author for a corrected English version).

BLOK, H., 1937b: „Measurement of temperature flashes on gear teeth under extreme-pressure conditions"; Proc. Gen. Disc. Lubric., *Inst. Mech. Eng.* (London), **2**, 14-20.

BLOK, H., 1939a: „Fundamental mechanical aspects of boundary lubrication"; *SAE Journ.* **46**, 54-68.

BLOK, H., 1939b: „Klassifikation der Grenzschmierung"; *Kraftstoff* **15**, 10-11, 44-46, 81-82.

BLOK, H., 1939c: „Seizure delay method for determining the protection against seizure afforded by extreme pressure lubricants"; *SAE Journ.* **44**, 193-201.

BLOK, H., 1948: „Gear wear as related to the viscosity of the gear oil"; *Mechanical Wear*, 199-217 (Discussion 217-227); edited by J. T. Burwell Jr, Publishers: Am. Soc. Metals (Jan. 1950).

BLOK, H. and VAN ROSSUM, J. J., 1948: „Lifting of liquids by viscous forces"; Trans. 7th Intern. Cong. Appl. Mech., London, 31-43.

BLOK, H., 1949: „Dissipation of frictional heat"; Paper read in Detroit, Mich., April, 1949, Annual Convention Am. Soc. Lubric. Eng. (partly published in: „Afvoer van wrijvingswarmte", *Voordrachten* Kon. Inst. v. Ing. **2**, 84-104).

BLOK, H., 1950: „Fundamental mechanical aspects of thin-film lubrication"; paper read on 4th March 1950, New York Acad. Sci. (to be published in: *Annals* N. York Acad. Sci).

BLOK, H., 1951: „Viscosity-Temperature-Pressure relationships, their correlation and significance for lubrication"; paper read before 3rd World Petroleum Congress, at The Hague, May 28—June 6, 1951 (Sect. VII, Preprint n° 36).

BORSOFF, V. N., ACCINELLI, J. B. & CATTANEO, A. G., 1950: „The effect of oil viscosity on the power transmitting capacity of spur gears"; paper read before the Am. Soc. Mech. Eng., Annual Meeting, New York City, Dec., 1950.

BRIDGMAN, P. W. and HOLL, H., 1932: „Theorie der physikalischen Dimensionen"; Teubner, Leipzig and Berlin.

CAMERON, A. and WOOD, W. L., 1949: „The full journal bearing"; Proc. Inst. Mech. Eng., *Appl. Mech.* **161** (W.E.P. n° 48), 59-64.

DAWSON, J. G., 1949: „Lubricating problems of the gas turbine engine"; Shell Av. News, n° 133 (July 1949), 14-22.

DIETRICH, G., 1939: „Reibungskräfte, Laufunruhe und Geräuschbildung an Zahnrädern"; Deutsche Kraftfahrtforschung, n° 25, Berlin, VDI Verlag.

FOSBERRY, R. A. C. & MANSION, H. D., 1950: „Factors influencing the scuffing of gears"; Motor Ind. Res. Ass., Brentford (Middx.), England, Report n° 1950/8.

GLAUBITZ, H., 1943: „Uber die Bedeutung des hydrodynamischen Schmieröldruckes für die Beanspruchung von Zahnflanken"; *Oel u. Kohle* **39**, 980-990.

HAMILTON WATT, R., 1948: „Worm gears"; *Power Transm.* **17**, 352-355, 473-474, 589-590, 891-892.

HEIDEBROEK, E. and PEPPLER, W., 1936: „Untersuchungen über die Quetschölverdrängung und ihre Auswirkung bei Zahnradgetrieben"; Kraftfahrttechn. Forschungsarb., n° 2, 1-5; Berlin, VDI Verlag.

HERSEY, M. D. and HOPKINS, R. F., 1947: „Viscosity of lubricants under high pressure - Coordinating the data from ten investigators"; *Mech. Eng.* **67**, 820-824; **68**, 576-583.

HERSEY, M. D. and LOWDENSLAGER, D. A., 1950: „Film thickness between gear teeth"; *Trans. Am. Soc. Mech. Eng.* **72**, 1035-1040 (discussion: 1040-1042).

HINZE, J. O. and MILBORN, H., 1950: „Atomization of liquids by means of a rotating cup"; *Journ. Appl. Mech.* **17**, 145-153.

HOFER, H., 1931: „Die zulässige Zahnradbeanspruchung und ihre Berechnungsweise im Werkzeugmaschinenbau"; Werkstattstechn., 128-131.

HOFER, H., 1946: „Vorläufige und verbesserte Zahnradberechnungsarten"; *Automobiltechn. Zeitschr.* **48**, 4-6, 24-25.

HUGHES, J. R. and TOURRET, R., 1950: „Mechanical testing of gear lubricants - Two recently developed test machines"; paper read in Manchester on November 9, 1950 for the Graduates and Students Section of the North Western Branch of the Institution of Mechanical Engineers (England).

HYDE, J. H., 1920: „The variation in efficiency of a worm gear due to differences in the lubricant employed"; Report Lubricants and Lubrication Inquiry Comm., App. 2-6; London, H. M. Stationery Office.

KONRAD, H., 1941: „Über den Wirkungsgrad von Kraftübertragungen für Motorfahrzeuge"; *Motortechn. Zeitschr.* **3**, 169-176.

LADANYI, D. J., 1948: „Effects of temporal tangential bearing acceleration on performance characteristics of slider and journal bearing"; Nat. Adv. Comm. Aeron., Techn. Note n° 1730; Washington D.C.

LANE, T. B., 1950: „Scuffing temperatures of boundary-lubrication films"; paper in: Conference on the Physics of Lubrication, Manchester, June 29-July 1, 1950, published in: British Journ. Appl. Phys, Supplement No. 1, 35-38 (Inst. Phys., London. 1951).

LANE, T. B. and HUGHES, J. R., 1951: „A practical application of the flash temperature hypothesis to gear lubrication"; paper read at the 3rd World Petroleum Congress, at the Hague, May 28-June 6, 1951 (Sect. VII, Preprint No. 6).

MARTIN, H. M., 1916: „The lubrication of gear teeth"; *Engineering* **102**, 119-121.

MELDAHL, A., 1939: „Prüfung von Zahnrad-Material"; Brown Boveri Mitt. **26**, 235-240 (see also: „The Brown Boveri testing apparatus for gear wheel material"; *Engineering* **108**, 63).

MELDAHL, A., 1941: „Beitrag zur Theorie der Getriebeschierung und der Beanspruchung geschmierter Zahnflanken"; Brown Boveri Mitt. **28**, 374-382.

NIEMANN, G., 1942: „Schneckentriebe mit flüssiger Reibung. Abhängigkeit der übertragbaren Leistung und des Reibwertes von Zahnform, Abmessung, Drehzahl und Schmierfähigkeit (with an appendix of mathematical derivations by C. Weber)"; VDI-Forschungsheft **412**.

PEPPLER, W., 1936: „Untersuchungen über die Druckübertragung bei belasteten und geschmierten umlaufenden achsparallelen Zylindern"; Maschinenelemente-Tagung, Aachen 1935, 42-43; Berlin, VDI-Verlag.

PEPPLER, W., 1938: „Untersuchungen über die Druckübertragung bei belasteten und geschmierten umlaufenden Wälzflächen; VDI-Forschungsheft **391**.

PIETZSCH, E., 1941: Das Schmiermittel im Zahnradgetriebe unter besonderer Berücksichtigung der Grenzreibung"; Deutsche Kraftfahrtforschung, n° 59; Berlin, VDI-Verlag.

PRAGST, W., 1940: „Elektrische Messungen an Schmierstoffen zur Ermittlung der Verschleissgefahr, insbesondere bei Automobilgetriebeölen"; *Oel u. Kohle* **36**, 552-557 (see also: German patent n° 728667, Class 421, Group 703, issued on 2nd December 1942).

RICHTER, L., 1949a: „Die Verluste in einem Kraftwagengetriebe"; *Masch.-Bau u. Wärmewirtsch.* **4**, 65-66.

RICHTER, L., 1949b: „Die Verluste dreier Kraftwagen-Hinterachsen"; *Masch.-Bau u. Wärmewirtsch.* **4**, 137-138.

RUSHTON, J. H., 1949: „Mixing"; *Ind. Eng. Chem.* **41**, 61-64.

TEN BOSCH, M., 1940: „Vorlesungen über Maschinenelemente"; S. 369; Berlin, J. Springer.

TUSCHY, H., 1937: „Gleitwälzversuche an Stahlrollen"; Diss. T.H. Danzig.

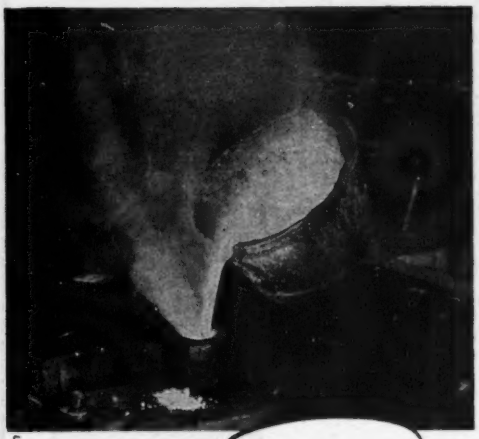
VAN ITERSON, F. K. TH., 1940: „Cavitatie"; *De Ingenieur* **55**, W 15-26.

VAN ZANDT, R. P. and KELLY, B. W., 1949: „Testing tractor gears"; *SAE Journ.* **57**, 38-40 (see also: „Gear testing methods for development of heavy-duty gearing"; *SAE Quart. Trans.* **3**, 354-368.

WALKER, H., 1944: „The thermal rating of worm gear boxes"; Proc. Inst. Mech. (London) **151**, 326.

WILLIAMS, C. G., 1947: „Fuels and lubricants for aero gas turbines"; *Journ. Inst. Petr.* **33**, 267-306.

Inhoud TECHNISCH WETENSCHAPPELIJK ONDERZOEK 8: Gear Lubricant — A constructional Gear Material, door ir H. BLOK.



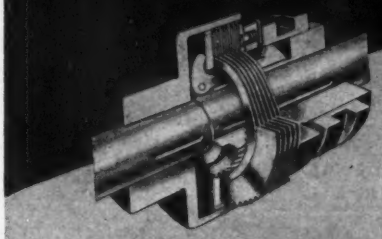
Bauduin

Aluminium-, Brons- en Kopergietwerk

L. SMIT & ZOON

KINDERDUK

Stromag KOPPELINGEN



PLATEN FRICTIE KOPPELINGEN

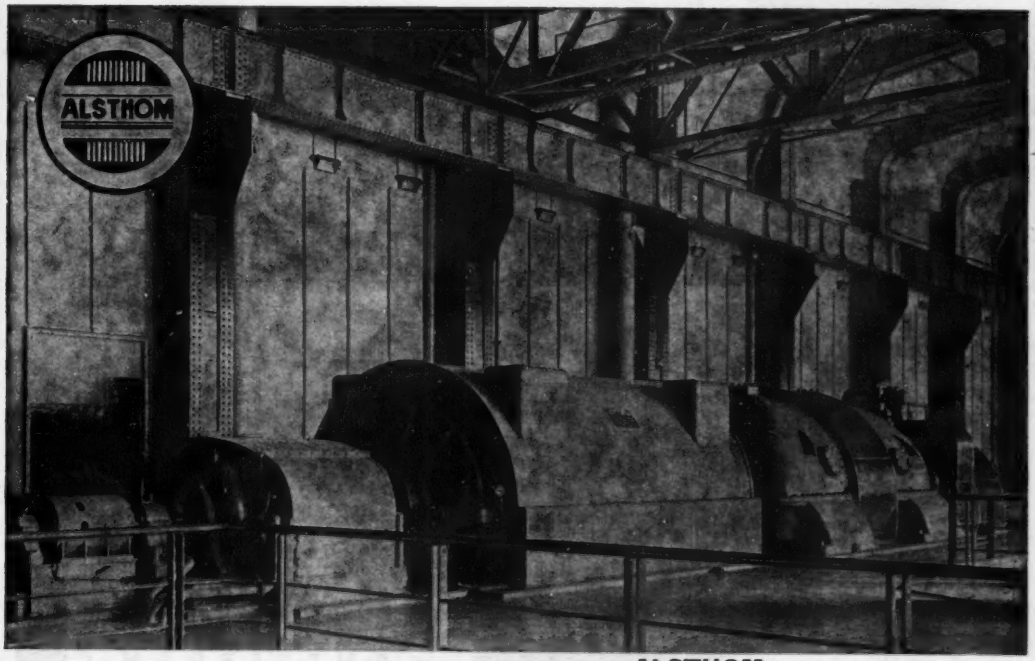
„PERIFLEX" ELASTISCHE KOPPELINGEN

VEERBAND FRICTIE KOPPELINGEN

C. V. v/h INDUSTRIEELE & HANDEL MIJ.

LOUIS REIJNERS

MEEUWENLAAN 98-100 - TEL. 60401 - AMSTERDAM

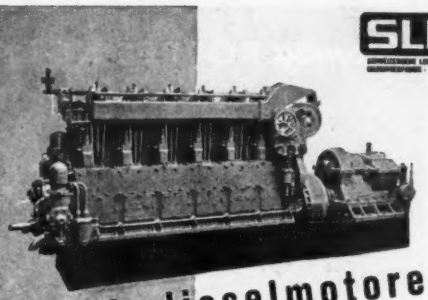


ALSTHOM turbo-generator van 50.000 kW.

Vertegenwoordiging voor Nederland en Indonesië: N.V. Algemeene Maatschappij voor Electriciteit

C G E

KONINGINNEGRACHT 64, DEN HAAG — TEL. 112010*



SLM

S.L.M. dieselmotoren

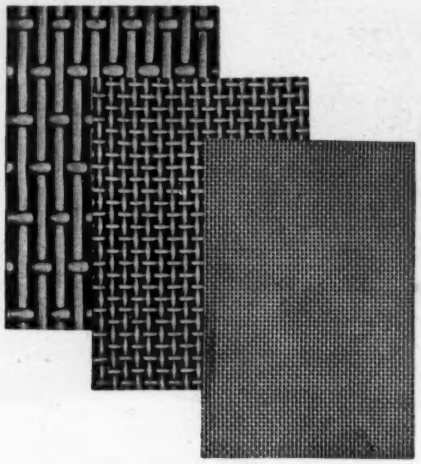
Een Zwitsers product

Deze modern geconstrueerde viertact-dieselmotoren worden geleverd in stationnaire- en scheepsuitvoering voor vermogens van 200-2000 pk. Snel te leveren in verschillende typen tegen gunstige en vaste prijzen.

Geveke & Co.

AMSTERDAM - SURABAJA

ROTTERDAM - NEW YORK - DJAKARTA - MEDAN



N.V. METAALDRAADWEVERIJ

DINXPERLO - 165

Alle soorten GEWEVEN GAAS

van de grofste tot de fijnste maaswijdtes uit alle weefbare metalen

7000

Koningin der Persen

WEINGARTEN

één- en meerkoloms excenterpersen met capaciteiten van 18 tot 1000 ton.

UITVOERINGEN:

rechte en schuine persen;
met vliegwielaandrijving al dan niet gecombineerd met enkele of dubbele tandwieloverbrenging;
vaste of verstelbare tafel;
tot 200 ton electromagnetische koppeling;
van 200 ton af electropneumatische koppeling en - voor de éénkoloms persen - gietstalen frame.

Leverbaar met: automatische aanvoerinrichting, richtwals, afvalschaar, pneumatische trekinrichting, veerbuffer, pneumatisch overbelastingskussen.

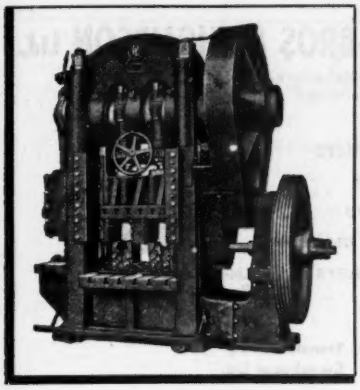
Gunstige levertijden. Gedeeltelijk uit voorraad Amsterdam.

Gosselaar's

INDUSTRIE en HANDELSONDERNEMING

AMSTERDAM-C.

Wenst Gosselaar lovert machines



PROLL & LOHMANN

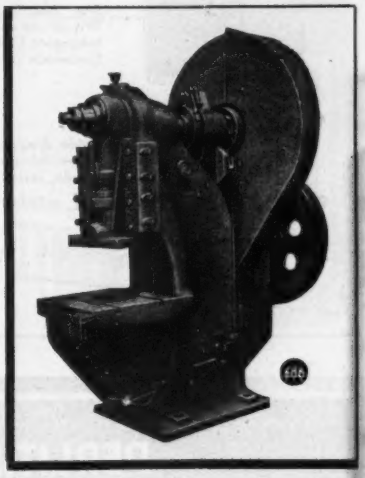
HAGEN

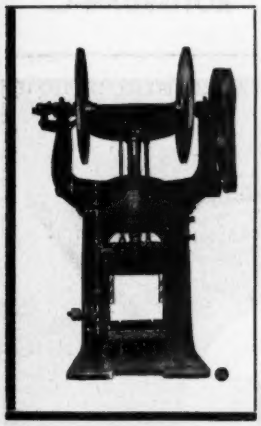
levert:

EXCENTERPERSEN (MAX. CAPACITEIT 400 TON), FRICTIEPERSEN, MEERVOUDIGE EXCENTERPERSEN, WALSMACHINES VOOR VEREN-FABRICAGE, FREESMACHINES VOOR SMEDERIJEN, VEER- EN VAL-HAMERS, MACHINES VOOR DE FABRICAGE VAN SPADEN, SCHOPPEN, GREPEN, HAMERS, HOUWELEN EN BIJLEN ENZ.

alsmede:

Slijp- en polijstmachines voor plaat 4 m. breedte, 12 m. lengte, dikte 60 mm.
Polijstmachines voor bandstaal, slijp- en polijstmachines voor profiel en rond materiaal, bandstaalsnijscharen, richt- en afsnijmachines voor 4, 6 en 8-kantig materiaal in bundels, richtmachines, richt- en polijstmachines voor rond materiaal.





Sinds 1860
de speciaalfabriek in Duitsland

Vraagt uitvoerig documentatie bij de alleenvertegenwoordiger

N.V. „IMPRIMEX"

KANTOOR EN SHOWROOM: KLOVENIERSBURGWAL 131
AMSTERDAM — TELEFOON 36924 — 36201 — 35585

IMPRIMEX

RÖNTGEN TECHNISCHE DIENST

voor niet-destructief
Materiaal-Onderzoek
en levering van niet-destructieve
Contrôle-Apparaten

HOOFDKANTOOR: OOST-SIDELINGE 217, OVERSCHIE

VENNER TIME SWITCHES Ltd.

- ***Schakelklokken***

  Synchroon, Handopwinding, Gangreserve, Weekendschakeling. Voor straat- en terreinverlichting, Portiek-Reclame- en Neonverlichting Heetwatertoestellen, Stookinstallaties etc.etc

- ***Wasmachine schakelaars***
- ***Urentellers***

  Uitstekend geschikt voor arbeidscontrole van zwaardere machines in de industrie Opbouw- en Inbouw. Vele mogelijkheden.

- ***Process timers***

Ideale tijdklokjes voor controle op medische electrische behandelingen, fotografische doeleinden, hoogtezonbestraling, haardrogers etc. etc. Worden op velerlei manieren toegepast. Opbouw of Inbouw Synchroon of veeropwinding.

- ***Synchroon-motortjes***

  Beide draairichtingen, iedere omwentelingssnelheid, uitgebreide serie standaardtypes.

- ***„Long-range" K.w.H. meters***

AANTREKKELIJKE LEVERTIJDEN

NALDER-BROS & THOMPSON Ltd.

Electrische controle en meettoestellen, beschermingsapparatuur.

- ***Ampère meters***
- ***Volt meters***
- ***Watt meters***
- ***Frequentie meters***
- ***Circuit brekers***
- ***Relais***

Uitvoeringen: Portable en als schakelbord

FOSTER Transformers & Switchgear Ltd.

- ***alle transformatoren***

  Beproefde tropenuitvoeringen.

MAGNETIC-CONTROLS Ltd.

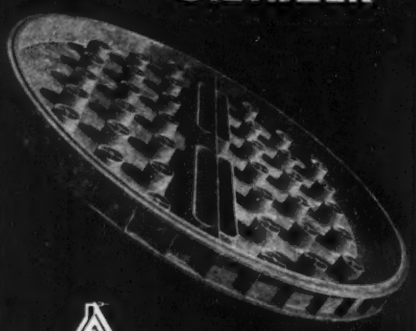
- ***Relais***

Vertegenwoordigers voor Nederland en België:

INGENIEURSBUREAU W. GYR N.V.

NIEUWE BINNENWEG 180 - TEL. 37169 ROTTERDAM-C.

PERLITISCH GIETIJZER



HOLLAND

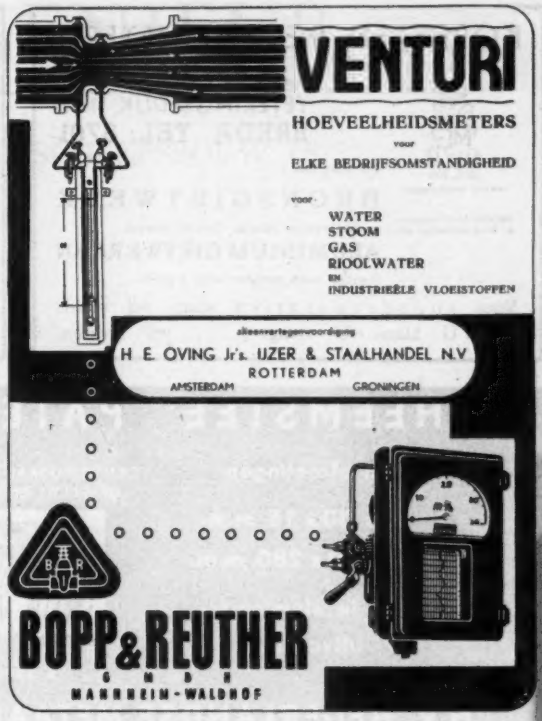
N.V. MACHINEFABRIEK EN IJZERGIETERIJ
„HOLLAND-BERGEN OP ZOOM"

Hendrichs'

BRANDBLUSCHMATERIAAL

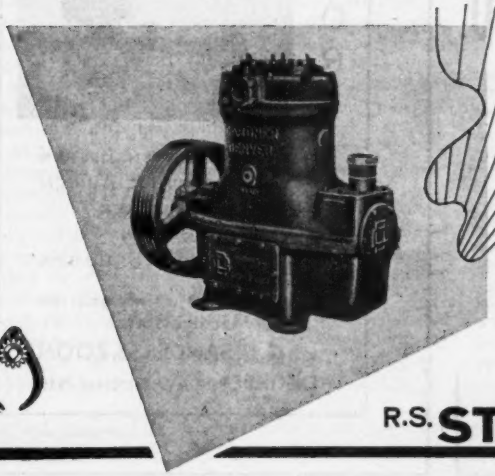
'S-GRAVENHAGE
JAVASTRAAT 24
TELEFOON 11.09.23

METHYLBROMIDE
BRANDBLUSMATERIAAL



GARDNER - DENVER

compressoren



GD verticale, één-trappige, watergekoelde compressoren worden geleverd voorzien van V-snaarschijf. Zuigerverplaatsing tot 6 m³ per min; max. druk 10 atm.

Uit voorraad leverbaar

R.S. **STOKVIS** & ZONEN N.V.

KOPER- EN METAALGIETERIJ

LEO TOUW

TETERINGSEDIJK 167

BREDA TEL. 8701

WETTIG GEDEPONEERD

GERECHTIGD TOT HET VOEREN VAN HET WETTIG GEDEPONEERDE MERK

Uw adres voor

BRONSGIETWERK

in elke gewenste legering. Ook alle soorten

ALUMINIUM GIETWERKEN

Dagelijks wordt meerdere malen gegoten.

Voor spoedreparaties staan wij steeds voor U klaar. U vraagt .... wij leveren.

Aanbevolen voor luchtverhitters en koelers:

PARI

de gepatenteerde ribbenbuis

N.V. NEDERLANDSE KOPERENBUIZENFABRIEK

Tel. 21945 (K 1710) Zijldijk 19, LEIDERDORP

„HEEMSTEE" PATENTLAGERBRONS

in afmetingen

van 30 x 15 m.m.

tot 300 x 280 m.m.

ook in aluminium-uitvoering

CENTRIFUGAAL GEGOTEN, GEWALST EN GEHARD

Tel. 39729 - 38285

K 2500

Gepatenteerd in alle werelddelen

Vraagt prijs en inlichtingen bij ons of bij onze wederverkopers in vele steden, alwaar ons brons uit voorraad verkrijgbaar is.

N.V. NEDERLANDSE METAALGIETERIJEN; HEEMSTEDE

D.BLANKEVOORT & Zn. N.V.

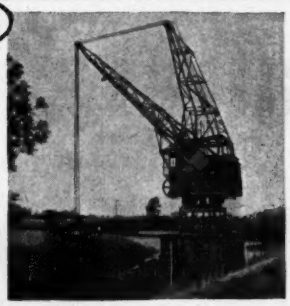
AANNEMERS

BLOEMENDAAL

TEL. 23240

GBS

VOOR



KRANEN - LIFTEN - LIEREN

TRANSPORTINRICHTINGEN

MOTORREDUCTOREN

TANDWIELKASTEN

STAALBOUW - BRUGGEN

N.V. Transportwerktuigen- en Machinefabriek

v/h G. B. SANDERS & ZOON

ENSCHEDE Postbus 87. Tel. 05420-7845

DE INGENIEUR

W. WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW 15.

De compoundmotor

621.431.75.068.9

door H. A. JANSEN

Summary: *The compoundmotor.*

The spectacular development and the great adaptabilities of the modern gas turbines for driving airscrews as well as for jet propulsion may raise the question: will the old reciprocating piston engine in due course become obsolete?

The reply has to be negative, at least for the time being. The piston engine is far more economical in respect of fuel consumption. Moreover the compound engine in which a part of the kinetic energy of the exhaust gases, formerly wasted, is converted into mechanical power in order to increase the overall efficiency, may prove to have still a big future when applied in slower but longrange aircraft.

Many American aircraft engine factories like the Wright Aeronautical Corporation, Pratt & Whitney and Allison succeeded in developing a suitable design.

The Wright „Turbo-Cyclone 18" applying 3 small exhaust-gas turbines to boost up crankshaft power delivers about 20% more power using the same amount of fuel, which means a considerable saving in fuel consumption in take-off and cruising.

The last word in the compounding of an exhaust-gas turbine with the reciprocating piston engine has not yet been spoken. Designs like the Pratt & Whitney V.D.T. compound engine whereby the energy of the exhaust gases is utilized for driving the turbo-supercharger and the piston engine crankshaft, as well as for jet propulsion, designs, regulating the power putput by unconventional controls, are giving a direct indication that much has to be expected in this line.

De spectaculaire ontwikkeling van de gasturbines, hetzij voor de schroefaandrijving, hetzij bestemd voor de straalvoortstuwing, heeft de belangstelling voor de oudere zuigermotoren min of meer doen tanen, zodat velen reeds aannemen dat de dagen van dit motortype zijn geteld.

Zonder echter te kort te doen aan de waardering voor de gasturbine, die als vermogensbron voor de moderne, snelle vliegtuigen zeer grote voordelen biedt, voordelen die in hoofdzaak zijn gelegen in de enorme krachtsontwikkeling van dit zeer lichte en compacte motoraggregaat en de mogelijkheid om bij dit type van de straalvoortstuwing gebruik te maken, blijft het niettemin waar, dat de gebruikelijke zuigermotor wat betreft betrouwbaarheid en een zuinig brandstofverbruik, tot op heden nog niet is geëvenaard.

Deze eigenschappen maken, dat de zuigermotor voor minder snelle vliegtuigen die een groot vliegbereik hebben, voorlopig althans, nog geenszins verdrongen zal worden. In zekere zin wordt deze motoren nog nieuw leven in geblazen door de toepassing van het „compound" principe, waardoor de in de brandstof aanwezige energie nog beter wordt benut.

Hoewel het brandstofverbruik van een zuigermotor aanzienlijk kleiner is dan dat van een straalmotor is het totale rendement van de zuigermotor tijdens het kruisen toch ook niet groter dan ca. 30%. Rekenen we nu nog met een schroef rendement van 0,8 à 0,85% — wel ongeveer de hoogste waarde die een goede luchtschroef oplevert — dan blijkt dat slechts 25% van de in de brandstof aanwezige energie aan de eigenlijke voortstuwing ten goede komt. Dit voortstuwingsrendement kan nu worden vergroot door een deel van de met de uitlaatgassen verloren gaande energie met behulp van een turbine terug te winnen.

Een analyse van de hoeveelheid uit de brandstof voortgekomen warmte toont aan, dat ongeveer 40 à 45% hiervan met de uitlaatgassen in de atmosfeer verdwijnt en dus nutteloos verloren gaat. Door nu een deel hiervan met behulp

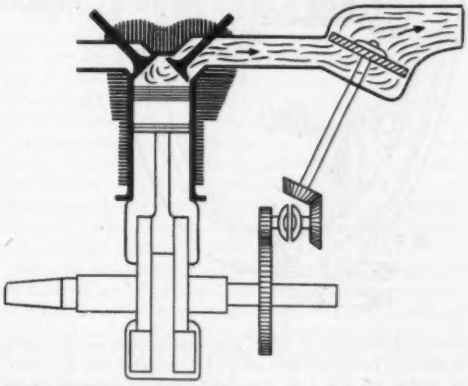


Fig. 1. De compoundmotor in eenvoudige vorm. De uitlaatgassen drijven een turbinerotor aan die het opgewekte vermogen door middel van een tandwielenmechanisme aan de motorkrukas afstaat. De tussenliggende vloeistofkoppeling isoleert onderlinge trillingsverschijnselen. De olie in de vloeistofkoppeling (zie ook 14 in fig. 3) wordt aangevoerd door het motor-oliesysteem. De motor zelf wordt eerst aangeslagen. Zodra de oliedruk oploopt komt ook de vloeistofkoppeling in werking, zodat de turbine die inmiddels in rotatie is gekomen, wordt ingeschakeld.

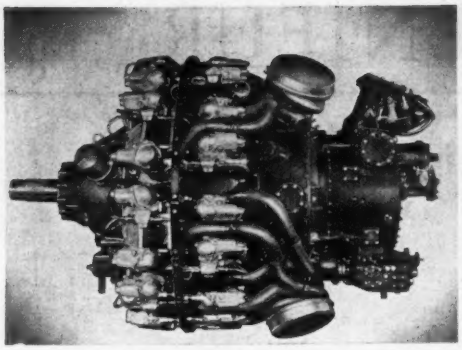


Fig. 2. Zijaanzicht van het motoraggregaat. Drie groepen van zes uitlaatpijpen (van de 18 cylinders) worden elk naar een van de drie radiaal aangebrachte turbinehulzen geleid. De Wright compoundmotor „Turbo-Cyclone 18" is de eerstemotor van dat type die in productie is genomen.

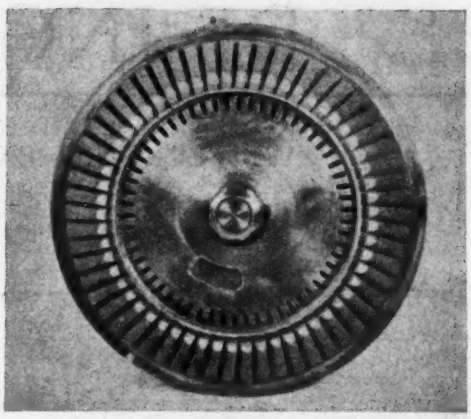


Fig. 4. Bovenaanzicht van het turbinewiel, met koelluchtgaten en turbineschoepen.

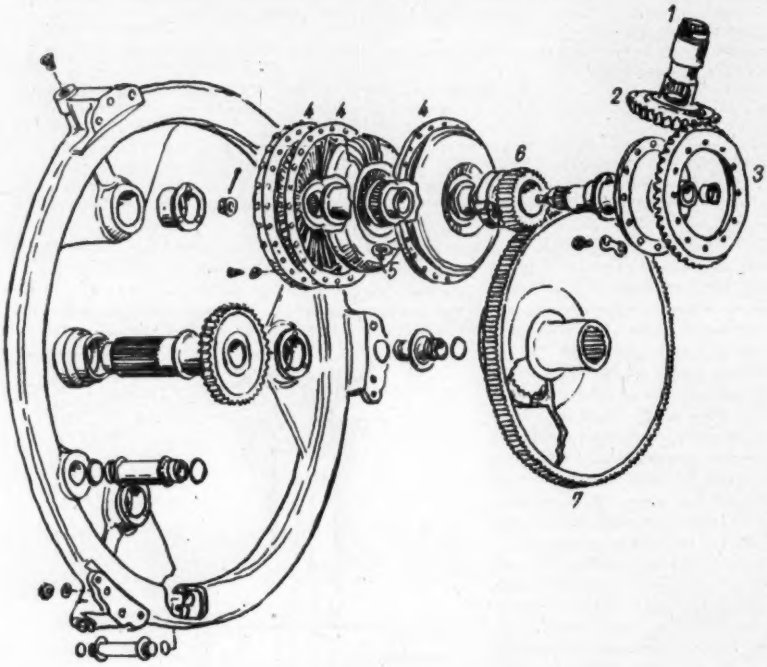


Fig. 3. Ondersteuning aslager. 1. As. 2 en 3. Conische tandwielen. 4. Vloeistofkoppelinghuis. 5. Loper van vloeistofkoppeling. 6. Aandrijftandwiel. 7. Krukas tandwiel.

van een turbine in de vorm van mechanische energie terug te winnen, heeft men niet alleen het voordeel van een zuinige motor die een lage brandstofrekening oplevert, maar óók brandstoftanks die voor een gegeven vlucht minder brandstof kunnen bevatten, waardoor uiteraard de „betalende lading" kan worden vergroot.

Dit is niets nieuws. Reeds meerdere malen heeft men geprobeerd, met min of meer succes, om de met de uitlaatgassen verloren gaande energie nuttig te gebruiken, hetzij voor de aandrijving van een aanjager (turboaanjager) of eenvoudigheidshalve voor de verwarming van de kajuiten en de ontijzing van de vleugels en de roeren. Dit is bv. het geval bij de Convair-liner 240, die ook bij de K.L.M. in gebruik is.

Een derde methode is het gebruik van de zg. „jet stacks", een bijzondere constructie van de uitlaatpijpen die dan zodanig worden opgesteld, dat de uitlaatgassen tegengesteld aan de vliegrichting worden uitgestoten, waarbij dan de bewegingsenergie van deze gassen als „straalvoortstuwing" wordt benut.

Hoewel nuttig bij grote snelheden, zijn de voordelen van jet stacks bij kleinere snelheden, zoals bij de start, nagenoeg te verwaarlozen. Bij de straalvoortstuwing immers kan men moeilijk spreken van een bepaald vermogen, daar de

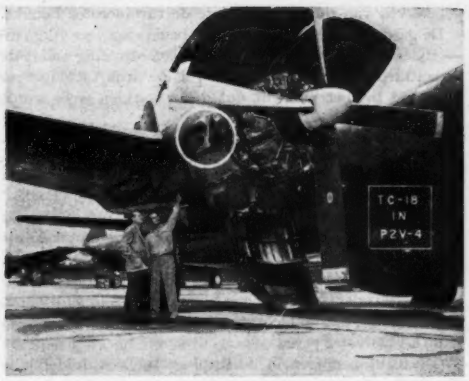


Fig. 5. „Daar-zit-ie"! Opstelling van de turbines in de motorgondel. Duidelijk is de kap te zien die het turbinehuis van boven afsluit en waarop de grote uitlaat wordt aangesloten.

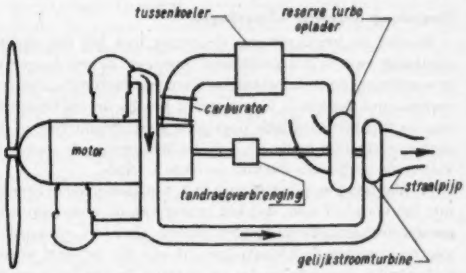


Fig. 6. Schema Pratt & Whitney R-4360 „Wasp Major" V.D.T. motor.

gasstraal als een gevolg van de reactiekracht een zekere „stuwkracht" ontwikkelt die meer effectief werkt naarmate het vliegtuig zich sneller voortbeweegt, aangezien het voortstuwingsrendement dan toeneemt. Nemen we aan dat de stuwkracht van de straal bij een verandering in snelheid gelijk blijft, dan neemt het stuwvermogen evenredig met de snelheid toe.

Een zelfde beeld neemt men ook waar bij het gebruik van de gasturbines, die òf voor de straalvoortstuwing, òf voor de aandrijving van een luchtschroef worden gebezigd. Alleen bij zeer grote snelheden heeft het zin de luchtschroef door de straalaandrijving te vervangen, aangezien op een gegeven moment het toenemende straalvoortstuwingsrendement in vergelijking met het afnemende schroefrendement een beter voortstuwingseffect oplevert. Natuurlijk spelen hier nog een aantal factoren een rol, zoals het gewicht van het gehele motoraggregaat en de complicaties die men bij dit soort luchtschroeven kan verwachten.

Hoe dan ook, gezien het geringe voortstuwingsvermogen van de jet stacks bij lage snelheden, is een verhoging van het vliegtuigstartgewicht — dat van de jet stack constructie het gevolg is — in de meeste gevallen niet gerechtvaardigd.

Beter is de methode die door de Wright Aeronautical Corporation bij haar „Turbo-Cyclone 18" zuigermotor wordt toegepast, waar de energie van de wegstromende uitlaatgassen wordt benut voor de aandrijving van een turbine die het opgewekte vermogen weer aan de krukas van de motor afstaat.

Met deze „compound" methode kan men het ontwikkelde

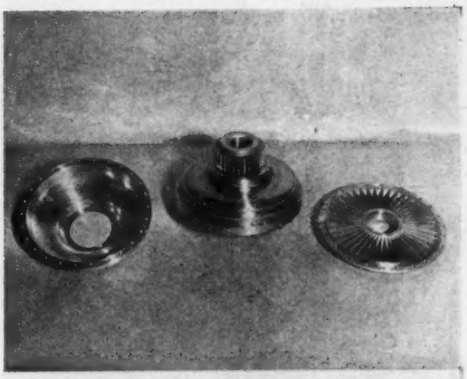


Fig. 7. Onderdelen van de vloeistofkoppeling Turbo-Cyclone-18.

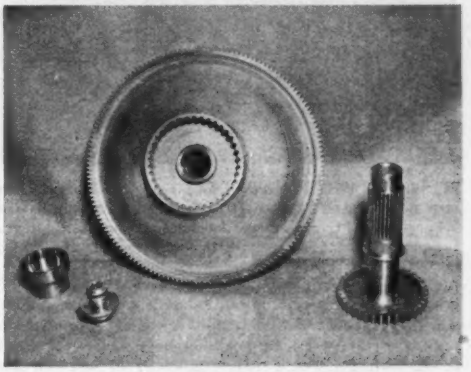


Fig. 8. Krukastandwiel met koppeling.

vermogen aanzienlijk vergroten of, om het ánders te zeggen: is de motor in staat om een gegeven vermogen te ontwikkelen ten koste van een kleiner brandstofverbruik.

De Wright Aeronautical Corporation is reeds jaren doende dit probleem naar behoren op te lossen, en de eerste compoundmotor, de „Turbo-Cyclone 18" die nu in serie wordt aangemaakt, werd in December 1949 aan de Lockheed fabrieken afgeleverd, waar deze in de P2V-4 — een lange-afstand verkenningsvliegtuig voor de Amerikaanse marine — werd aangebracht met het oogmerk dit nieuwe motortype eens geducht aan de tand te voelen.

Dank zij het compound principe (fig. 1) is de Cyclone nu in staat om een 20% groter startvermogen te ontwikkelen in vergelijking met het vermogen dat de motor onder gewone omstandigheden zou leveren. Ook bij kleinere vermogens neemt de krachtsontplooiing in gelijke mate toe.

De Turbo-Cyclone 18

De Turbo-Cyclone 18 is geen nieuwe motor, maar een verdere ontwikkeling van de bestaande Cyclone zuigermotor die o.a. in de Constellation vliegtuigen wordt gebruikt.

De motor zelf vertoont geen afwijkingen, zij het dan dat de 18 uitlaatpijpen van de 18 cylinders, in drie groepen van 6, naar drie radiaal op de krukas staande turbinehuizen worden geleid (fig. 2), waar de ontsnappende gassen de turbinerotoren aandrijven. Iedere turbinerotor — de turbine-

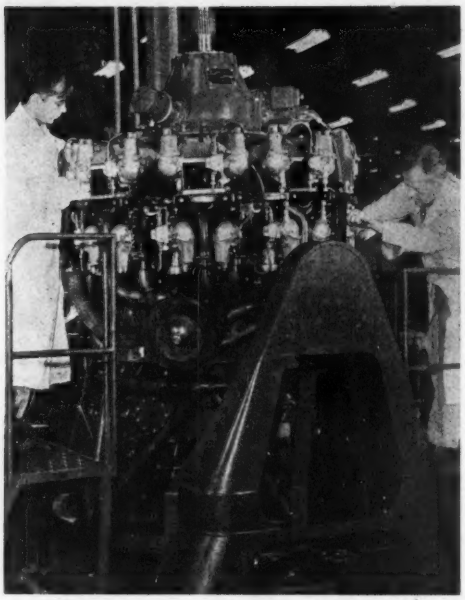


Fig. 9. De Wright Turbo-Cyclone 18 cyl. compoundmotor voor de Lockheed P2V—4. In het midden is een van de drie kleine turbines te zien. Deze, door uitlaatgassen aangedreven turbines verhogen het vermogen van de motor met 20 %.

rotoren zijn onderling onder een hoek van 120 graden opgesteld — is gekoppeld op een radiaal staand asje waarop, aan het tegenovergestelde einde, een conisch tandwiel is bevestigd (zie ook fig. 3). Dit conische tandwiel (2) grijpt in een corresponderend conisch tandwiel (3) met een iets grotere diameter. Dit wiel is op een horizontaal liggend asje bevestigd, dat op zijn beurt het schoepenwiel van de vloeistofkoppeling (4) aandrijft. Het schoepenwiel neemt de „loper" (5) van de koppeling mee, die weer aan een klein tandwieltje (6) is bevestigd dat in het grote op de krukas bevestigde tandwiel (7) grijpt.

Het vermogen van de drie uitlaatturbines wordt dus met behulp van het geschetste tandwielenmechanisme op de krukas overgebracht en de tussenliggende vloeistofkoppeling doet dienst als schokbreker. De turbine draait nl. met ongeveer 8-maal de krukas snelheid, dat is ongeveer 20.000 t.p.m., zodat bij het versnellen of vertragen van de beweging al spoedig zeer grote massakrachten optreden, die, als er geen vloeistofkoppeling was aangebracht het tandwielmechanisme ernstig zouden kunnen beschadigen.

De opstelling van de uitlaatpijpen

De zes uitlaatpijpen die op één turbinehuis uitmonden zijn twee aan twee gekoppeld, zodanig dat twee pijpen van twee in de eerste krans liggende cylinders, twee pijpen van twee in de achterste krans liggende cylinders en twee pijpen, één van de voorste en één van de achterste cylinderkrans, elk in één gemeenschappelijke toevoerpijp uitmonden. De drie mondstukken van de drie toevoerbuizen, die aldus gevormd worden, sluiten nu aan op de drie inlaatopeningen van het turbinehuis, die onder een hoek van 120 graden zijn opgesteld. De aansluitingsvolgorde van de pijpen is zodanig gekozen dat de turbine een regelmatige aanvoer van uitlaatgassen ontvangt. Niettemin is de gasstroom niet geheel vrij van pulsaties als deze de turbinerotor bereikt.

De gasdruk in de pijpen is in het begin ongeveer 7 kg/cm² — tijdens de eerste 50 graden krukasverdraaiing nadat de uitlaatklep opent — naderhand valt de druk tot ongeveer 4 kg/cm² tot het moment dat de uitlaatklep weer wordt gesloten.

Een drietal wrijvingsschijfjes om de „zwevend" bevestigde turbine-as, dempen de zijdelingse trillingen in de turbine-as en turbinerotor.

Koeling van de turbine

De koellucht voor de koeling van de turbinerotor wordt aangevoerd door een luchthapper tussen de motorcylinders. De koellucht treedt aan de onderzijde het turbinehuis binnen, wordt daar opgevangen door een schoepenwiel op de turbine-as, dat de lucht door een groot aantal openingen in de turbinerotor perst.

(De luchtopeningen in de turbinerotor zijn duidelijk te zien in fig. 4).

Na afkoeling van de turbine wordt de koellucht in de uitlaatgasstroom opgenomen. De koellucht doet ook dienst om mogelijk nabranden van het uitlaatgas te voorkomen.

Nagenoeg dezelfde afmetingen

Hoewel de krukkast van de motor met het oog op de plaatsing van de turbinehuizen ongeveer 25 cm langer is geworden en de motordiameter (over de turbinehuizen gemeten) met 7,5 cm is toegenomen, bracht de aanbrenging van de turbine-installatie overigens geen verandering in de motorconstructie mede. Ook de bediening van de motor is volkomen gelijk aan die van de oude Cyclone.

De plaatsing van de turbines in het uitlaatsysteem brengt nog dit voordeel mee, dat het geluid van de ontsnappende gassen aanzienlijk wordt verminderd. Ook het nabranden van de gassen in de uitlaatpijpen bij een rijk mengsel wordt onderdrukt, ten dele omdat de turbine de stroming remt, ten dele door het reeds besproken effect van de turbinerotorkoellucht, die de temperatuur van de uitlaatgassen vermindert. Beide voordelen zijn van zeer groot belang vooral bij het gebruik van deze motor bij passagiersvliegtuigen. Evenwel veroorzaakt de turbine een kleine verhoging in de uitlaatgasdruk op de uitlaatklep (de zg. back pressure). Dientengevolge zal het volumetrisch rendement en daardoor het motorvermogen enigszins verminderen. De zg. „blow down" turbines die in de Turbo-Cyclone worden toegepast, waarbij de kinetische energie van de uitlaatgassen voor de aandrijving van de turbine worden gebruikt, veroorzaken echter slechts weinig „back pressure" en dan nog alleen bij het volle vermogen. Bij het duurvermogen of het kruisvermogen werd zelfs in het geheel geen drukverschil geconstateerd.

3250 pk startvermogen

De Turbo-Cyclone 18 die een startvermogen heeft van 3250 pk, heeft een zeer laag specifiek gewicht: ongeveer 0,4 kg per pk.

De motoren zijn thans geïnstalleerd in de Lockheed P2V-4 lange-afstand verkenner en anti-duikboot patrouille vliegtuig (fig. 5). De motoren worden eveneens gebruikt voor de Martin P5M en — zoals bekend mag worden verondersteld — bij de nieuwe Lockheed Super-Constellation.

Op het ogenblik is de Wright motorenfabriek nog doende met de ontwikkeling van een turbo-aanjager die in samenwerking met de mechanisch aangedreven aanjager van de Turbo-Cyclone, de vereiste inlaatdruk tot op een grotere hoogte kan handhaven, waardoor op die hoogte meer vermogen beschikbaar komt. De uitlaatgassen uit de drie radiaal geplaatste turbines worden dan door nóg een tur-

bine geleid die een tweede aanjager (de turbo-aanjager) aandrijft.

De motoren kunnen het doelmatigst worden gebruikt op een hoogte van ongeveer 3000 à 5000 meter.

Andere compoundmotoren

Behalve Wright is ook Pratt & Whitney (van United Aircraft Corporation) en de Allison Division van General Motors met compoundmotoren bezig.

Pratt & Whitney ontwikkelde de V.D.T. motor, waarbij het totale turbinevermogen voor de aandrijving van de aanjager wordt gebruikt. (V.D.T. betekent: Variable Discharge Turbine).

De waaieras van de turbo-aanjager is echter met tussenschakeling van een tandwielkast met de krukas verbonden (zie fig. 6), zodat een deel van het door de turbine opgewekte vermogen, dat niet door de aanjager wordt gebruikt, direct aan de krukas wordt afgestaan. Tenslotte heeft men de uitlaatgasafvoer van de turbine weer door een straalpijp geleid, zodat in een beperkte mate ook nog gebruik wordt gemaakt van de straalvoortstuwing.

De bediening van deze motor is wel zeer afwijkend.

De regeling van het motorvermogen wordt in hoofdzaak bepaald door een variabele doorstromingsopening in de straalbuis, waarbij meer of minder kinetische energie van de uitlaatgassen aan de turbine van de turbo-aanjager wordt afgestaan. Het vermogen van de turboaanjager — die de verbrandingslucht voor de eigenlijke zuigermotor aanvoert — bepaalt dan de hoeveelheid van de aangevoerde verbrandingslucht en daarmede het vermogen van de motor zelf.

Alleen bij een laag vermogen maakt men gebruik van de normale smoorklepregeling.

De Pratt & Whitney type R-4360 motor wordt thans tot een dergelijke compoundmotor omgebouwd. Het maximale vermogen hiervan kan dan zodoende tot ruim 4000 pk worden opgevoerd, terwijl dan nog enkele honderden kilogrammen „stuwkracht" aan de straalvoortstuwing kan worden ontleend.

Ook Allison heeft een compound versie van de V-1710 motor ontwikkeld, waarover nagenoeg geen gegevens zijn verstrekt.

Er valt echter een streven waar te nemen, om het rendement van de zuigermotoren nog meer te vergroten. Men wil er uithalen wat er in zit! Dit bewijst evenwel dat de rol van de zuigermotor voorlopig nog niet is uitgespeeld!

KORTE TECHNISCHE BERICHTEN

621—762.2.001.5

Duits laboratorium-onderzoek over de flensafdichting van staal op staal

In *Brennstoff-Wärme-Kraft* van Mei 1951, blz. 144—148 vermelden SCHWAIGERER en SEUFERT enkele langs experimentele weg gevonden cijfers, om voor afdichtingsranden, die uit de flens gedraaid zijn, de nodige dichtende kracht te berekenen. Zowel vlakke randen als randen met een bol gedraaid oppervlak werden onderzocht (zie fig. 1).

Vlakke rand

Bij de proefnemingen werd eerst de dichtende belasting P aangebracht. De gemiddelde vlaktedruk σ_0 op het randoppervlak bedraagt dan

$$\sigma_0 = \frac{P}{\pi\, db}.$$

De betekenis van d en b is in fig. 1 aangegeven. Daarna

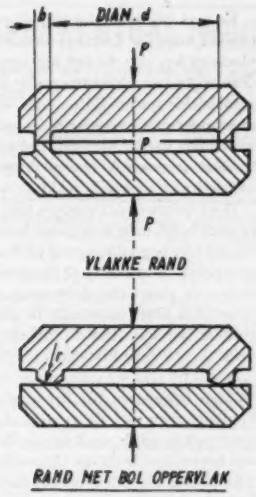


Fig. 1. Flensafdichting zonder pakking.

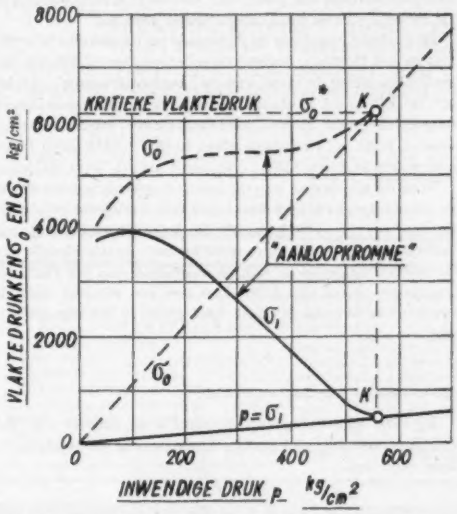


Fig. 2. Afdichting tegen lucht met vlakke rand, d = 100 mm, b = 2,5 mm; dichtend oppervlak fijngedraaid en geheel ontvet; σ_1 en σ_0 zijn de gemiddelde vlaktedrukken bij de inwendige druk p resp. p = 0, maar bij dezelfde dichtende kracht P.

werd bij constante P de inwendige druk p zover opgevoerd tot er een begin van lekkage geconstateerd werd. Als daarbij σ_0 afneemt tot σ_1, dan volgt de gemiddelde waarde van σ_1 uit

$$\frac{\pi}{4} d^2 p + \pi\, d\,.\, b\,.\, \sigma_1 = P;$$

σ_1 en σ_0 zijn dus de gemiddelde vlaktedrukken, die behoren bij de inwendige druk p resp. p = 0, maar bij dezelfde dichtende kracht P.

Uit inleidende proeven is gebleken, dat het zelfs bij σ_1 = 400 kg/cm² niet mogelijk is om tegen gassen met geringe overdruk volkomen af te dichten, wanneer de dichtende oppervlakken van de randen van te voren geheel ontvet zijn.

Er was bij deze vlaktedruk wel afdichting, wanneer de randen voor de montage bestreken werden met een taaie vloeistof bv. olie. In het algemeen is de vlaktedruk, die bij deze wijze van afdichten nodig is, sterk afhankelijk van de gemiddelde spleetwijdte — dus van de fijnheid waarmee het randoppervlak bewerkt is, maar ook afhankelijk van de viscositeit van de dichtende vloeistof en van de randbreedte. Het is moeilijk om in dergelijke gevallen de nodige vlaktedrukt met zekerheid te voorspellen.

Door latere experimenten met geheel ontvette dichtingsranden heeft men nagegaan, hoe groot σ_0 resp. σ_1 moet zijn om bij een bepaalde p nog juist af te dichten. Hierbij werd gevonden, dat er een kritieke waarde voor σ_0 bestaat, waarboven de plastische deformatie zich over het gehele randoppervlak heeft uitgebreid en de oppervlakken in elk punt contact hebben. Zijn de dichtingsranden eenmaal aan een druk boven deze kritieke waarde σ_0^* blootgesteld geweest, dan kan bij elke waarde van σ_0 de inwendige druk p zo hoog worden opgevoerd tot deze gelijk is aan σ_1. Dit resultaat komt overeen met de theorie, dat twee vlakken, die in elk punt met dezelfde druk tegen elkaar liggen, afdichten tegen een inwendige druk, die theoretisch tot de afdichtende druk mag stijgen. De schrijvers bevelen echter voor een voldoende bedrijfszekerheid aan om σ_1 niet kleiner te kiezen dan 1,5 p. De breedte van de rand speelt hierbij geen rol.

De fijnheid, waarmee de dichtende oppervlakken bewerkt zijn en het fluïdum, waartegen moet worden afgedicht, beïnvloeden alleen de vorm van de „aanloopkromme", die bij het kritieke punt K eindigt (zie fig. 2). Zo geeft een fijnere bewerkingsgraad in de „aanloopperiode" lagere waarden voor σ_0 resp. σ_1. Eenzelfde effect heeft de afdichting tegen olie vergeleken met lucht; olie werkt als een weke pakking.

Voor de uitvoering van de proeven gebruikte men St. 60 in normaalgegloeide toestand met een strekgrens $\sigma_{0,2} = 32$ kg/mm² en $\sigma_B = 70$ kg/mm². De kritieke vlaktedruk σ_0^* bedraagt in dit geval ruim 6000 kg/cm², onafhankelijk van de bewerkingsgraad en van de viscositeit van het fluïdum, waartegen wordt afgedicht. Het ligt min of meer voor de hand σ_0^* te betrekken op de strekgrens; in het algemeen is dan

$$\sigma_0^* = 2\,\sigma_{0,2}.$$

Rand met bol gedraaid oppervlak.

Bij deze uitvoering van de rand is de grootte van het contactoppervlak niet zonder meer bekend en daarom rekent men met

$$S_0 = \frac{P}{\pi\, d}.$$

Ook nu vindt men een kritieke waarde S_0^*, die voor St. 60 300 kg/cm bedraagt als de afrondingsstraal $r = 5$ mm en 400 kg/cm als $r = 2$ mm. De rand met de grote afrondingsstraal is hier dus in het voordeel. Hoewel S_0^* afhankelijk is van r, kan men S_0^* in de practijk voor afrondingsstralen, die niet al te zeer van $r = 2$ tot 5 mm afwijken, berekenen met

$$S_0^* = 0{,}15\,\sigma_{0,2}.$$

Hierin is de coëfficiënt 0,15 een benoemd getal met de dimensie de cm, terwijl $\sigma_{0,2}$ in kg/cm² en S_0^* in kg/cm uitdrukt moet worden.

De afdichtingsranden met een bol gedraaid oppervlak geven kleinere afmetingen van flens en bouten dan de vlakke rand. D. C. v. R.

BOEKENNIEUWS

E. W. F. Feller. **Instrument and control manual for operating engineers.** Mc Graw Hill Book Cy, 1947, 426 blz., prijs $ 6,—.

Feller's boek wordt aangediend als een „practical manual for the man in the plant who needs fingertip information of specific metering and control problems". Deze beschrijving treft vrijwel de roos. Ze laat, aangezien regelproblemen door verschillende groepen van technici worden behandeld en bestudeerd, aan duidelijkheid te wensen over, voor wat de inhoud van het begrip „control problems" betreft.

Aangezien ook menig man in de fabriek zich met de theorie van het regelen dient bezig te houden, lijkt het derhalve wenselijk te vermelden dat daarover vrijwel niets te vinden is. Veel meer „controller problems" dan „control problems" zijn aan de orde. Deze worden echter met een kennis van zaken (en van details) behandeld.

Omdat uiteindelijk regelsystemen worden beschreven die niveau's, drukken, temperaturen, snelheden en de vochtigheidsgraad regelen, begint de auteur met de elementen te beschrijven die deze grootheden direct of indirect meten.

Daarna zijn de kleppen aan de orde die de geregelde grootheid of toestand beïnvloeden. De verbindingsschakel tussen meetelement en klep is in Hoofdstuk 9, het gehele systeem in Hoofdstuk 10 besproken. Traagheden in het systeem worden aan de hand van voorbeelden aan de warmteoverdracht ontleend duidelijk besproken.

Tot slot enige opmerkingen over de wijze van schrijven. Voorop sta dat het een *handboek* is en geen leerboek. Nochtans mag men ook van een handboek duidelijkheid verwachten; een eis die de Nederlandse lezer te eerder zal stellen, waar hij informatie zoekt over een onderwerp waarover in zijn eigen taal zeer weinig is geschreven.

Stijl en nomenclatuur zijn slechts door een pas afstands gescheiden. De nomenclatuur op het gebied van de regeltechniek is verwarrend. Het was daarom een goede gedachte van de auteur als aanhangsel het ontwerp van de nomenclatuur-commissie van de Industrial Instruments and Regulators Division van de American Society of Mechanical Engineers op te nemen.

Het laatste woord op dit gebied is zeker nog niet gesproken. De veelheid van uitdrukking die men in de literatuur voor één enkel begrip tegenkwam heeft men trachten te verbeteren door een lijst van „standard terms" in te voeren. Deze poging is de moeite waard; zij is m.i. in grote lijnen niet verder gegaan dan het toepassen van regels die voor de typebeperking („simplification") gelden.

Een logisch doordacht genormaliseerd ontwerp is nog niet tot stand gebracht. Het verdient aanbeveling hieraan — ook internationaal — te werken. De Duitse en Amerikaanse aanpak verschilt (of verschilde) nogal eens.

Het boek is duidelijk gedrukt en van een groot aantal illustraties voorzien. Dr ir A. W. J. Mayer.

Inhoud WERKTUIG- EN SCHEEPSBOUW 15: De compoundmotor, door H. A. Jansen. — Korte Technische Berichten: Duits laboratorium onderzoek over de flensafdichting van staal op staal, door D. C. v. R. — Boekennieuws: E. W. F. Feller, Instrument and control manual for operating engineers, door dr ir A. W. J. Mayer.

KÜHNLE KOPP & KAUSCH FRANKENTHAL (Pfalz.)

VERDAMPERS

Voor het indampen en regenereren van dunsappen en dergelijke.

Systeem „Vogelbusch"

Vert.: ERIKSSON - Hoogewal 2 - Den Haag

I. B. I. V., N.V.
INGENIEURS-BUREAU INGENEGEREN-VRIJBURG, N.V.
Telegram-adres: IBIV
Hoofdkantoor: Bandung, 51 Djalan Dago. Tel. N.61 en Z.689.
Technisch Handelsbureau: Vertegenwoordigers van Fabrikanten van Machines, Gereedschappen en Instrumenten voor Industrie, Mijnbouw, Cultures, Luchtvaart, Waterstaat, Spoorwegen, Electrotechniek, Laboratoria, enz. met **inkoopkantoor te Amsterdam:** N.V. Nederlands Ingenieurs-Bureau Ingenegeren-Vrijburg, N.I.B.I.V., Herengracht 545—549, tel. 33664.
Adviesbureau voor Bouw-, Stedenbouw- en Waterbouwkunde.

PÉ FABER
logopaedist, privaatdocent aan de Technische Hogeschool te Delft, stelt zich voor cursussen voor afgestudeerden te geven in de
VOORDRACHTSTECHNIEK

In DEN HAAG	aanvang	16 October, 20 uur,	9 ×
In UTRECHT	aanvang	17 October, 20 uur,	9 ×
In AMSTERDAM	aanvang	11 October, 7.30 uur,	9 ×
In ARNHEM	aanvang	... Januari, 7.30 uur,	9 ×
In ROTTERDAM	aanvang	... Januari, 7.30 uur,	9 ×

Inlichtingen: Pé Faber, Agnietenstraat 7 bis, Utrecht, Telefoon 12643 — Prospectus op aanvraag.

O.N.R.I.

Orde van Nederlandsche Raadgevende Ingenieurs

Onafhankelijke adviezen, ontwerpen, toezicht op uitvoering

Waarborg voor deskundigheid en integriteit

VAKGEBIEDEN:
Bouw- en Waterbouwkunde (civiel-ingenieurswerken); Verwarmings- en Ventilatietechniek; Openbare Gas- en Watervoorziening; Werktuigkunde; Electrotechniek; Bedrijfsorganisatie; Koeltechniek; Physische en Chemische Technologie.

Vraagt ledenlijst, m. beschrijving der Grondregelen van de O.N.R.I. en omschrijving van de Vakgebieden der Ingenieurs, aan bij het **Secretariaat: Laan van Meerdervoort 343, Den Haag.**

De Gedeputeerde Staten van de provincie Overijssel roepen sollicitanten op naar de in Mei 1952 open vallende betrekking van

HOOFDINGENIEUR - DIRECTEUR
van de Provinciale Waterstaat in Overijssel.

Jaarwedde *f* 9.840.— tot *f* 11.040.— met 5 éénjaarlijkse verhogingen ad. *f* 240.— exclusief de bekende toelagen overeenkomstig de Rijksregeling.
Vereiste: diploma van civiel-ingenieur als bedoeld in de Hoger-Onderwijswet.
Gezegelde sollicitatiestukken binnen veertien dagen na de verschijning van dit blad in te zenden aan de Gedeputeerde Staten van de provincie Overijssel.
Persoonlijk bezoek alleen na oproeping.

A vendre comme neuve

Chaudière à Vapeur Pied-Boeuf
100 m2 à 10 K° — 2 foyers ondulés — soufflerie vecto

Machine à vapeur comme neuve
14 Kwt 80 tm.

Télé: Liège 64.64.94 ou 79.14.28. Ets. Bartholomé à Argenteau Liège.

GEMEENTE 's-GRAVENHAGE

Bij de afdeling **„Gasdistributie en Gastoepassingen"** van het Gem. Gasbedrijf bestaat gelegenheid tot plaatsing van een
WERKTUIGKUNDIG INGENIEUR
met enige constructieve ervaring op warmtetechnisch gebied. Salaris, naar ervaring en bekwaamheid, volgens de Gemeentelijke regeling. Uitvoerige, eigenhandig geschreven sollicitaties, met vermelding van voornamen, geboortedatum en -plaats en houdende volledige inlichtingen omtrent tegenwoordige en vroegere functies, dienen binnen 14 dagen onder nr. 498 te worden gezonden aan de Directeur van het Gemeentelijk Bureau voor Personeelsvoorziening, Waldeck Pyrmontkade 120, 's-Gravenhage.

Bij het Gemeentevervoerbedrijf te Amsterdam kunnen worden geplaatst:

a. bij de afdeling „Technische Binnendienst":

Een gediplomeerd werktuigkundig Ingenieur (Delft)

met enige jaren werkplaatspractijk en kennis van bedrijfsorganisatie. Ervaring op het gebied van rollend materiaal strekt tot aanbeveling.

b. bij de afdeling „Technische Buitendienst":

Een gediplomeerd civiel Ingenieur (Delft)

met enige jaren practijk bij de uitvoering op het gebied van wegen- of spoorwegbouw, eventueel bij waterbouwkundige werken. Deze functie omvat het in eigen beheer uitvoeren van rail- en betonwerken.

Beide functionarissen dienen goed met personeel te kunnen omgaan. Leeftijd 25—30 jaar.
Salarisgrenzen voor beide functies van *f* 5160.— tot *f* 6540.— vermeerderd met een vaste toelage van 10¼ % en een bedrag van *f* 200.— per jaar. Kindertoelage volgens de Gemeenteregeling.
Voor gehuwden, die buiten Amsterdam zijn gevestigd, bestaat een regeling tot vergoeding van reiskosten e.d.
Uitvoerige sollicitaties op zegel onder no. 81 G.V.B. te zenden aan de Directeur der Gem. Personeelsvoorziening, Sarphatistraat 92, Amsterdam (C.).

CPD

Gevraagd voor HET MINISTERIE VAN MARINE:

I. SCHEEPSBOUWKUNDIG-INGENIEURS
voor toezicht bij scheepsbouw.

Vereiste opleiding: diploma T.H. Delft; liefst met enige practische ervaring; leeftijd ca. 30 jaar.

II. ELECTROTECHNISCHE-INGENIEURS
voor ontwerpen van electrische installaties van Marinevaartuigen en Etablissementen, alsmede voor het uitoefenen van toezicht op de uitvoering daarvan.

Vereiste opleiding: diploma T.H. Delft of gelijkwaardige opleiding; leeftijd ca. 30 jaar.

II. ELECTROTECHNISCHE INGENIEURS
met belangstelling voor sturingsproblemen.

Vereiste opleiding: diploma T.H. Delft of gelijkwaardige opleiding; grondige kennis van zwakstroom, enige kennis van sterkstroom; leeftijd ca. 30 jaar.

Schriftelijke sollicitaties, onder vermelding van de functie waarvoor wordt gesolliciteerd, te richten onder motto G/SU 50 aan de

CENTRALE PERSONEELSDIENST BEZUIDENHOUT IS DEN HAAG

PHILIPS

N.V. PHILIPS' GLOEILAMPENFABRIEKEN

EINDHOVEN

Bij de Hoofd-Afdeling „TECHNISCHE BEDRIJVEN" te Eindhoven bestaat de vacature van

hoofd-ingenieur (w.i.)

De functionaris zal, na een periode van inwerken, verantwoordelijk zijn voor en leiding moeten geven aan meerdere werktuigkundige onderhoudsafdelingen en werkplaatsen. Voorts zal aan hem het beheer worden toevertrouwd over ketelhuizen, machinebankwerketij, waterleidingbedrijf e.d. utiliteitsdiensten.

Het is uiteraard noodzakelijk, dat gegadigden voor deze staffunctie ervaring hebben verkregen in leidende posities op bedoelde gebieden.

Sollicitaties met volledige gegevens dienen te worden gericht aan het Hoofd van de Afdeling Personeelzaken, Willemstraat 20, Eindhoven, onder motto „Hoofd ingenieur".

CPD

Bij de **RIJKSWERF TE DEN HELDER** (Ministerie van Marine) wordt voor de functie van bedrijfsingenieur bij de **Afdeling Werktuigbouw** gevraagd een

ERVAREN WERKTUIGKUNDIG INGENIEUR

(± 8 jaar praktijk),

in de rang van ingenieur der Marine 1e klasse.

Salarisgrenzen (incl. toelage volgens Toelagebesluit Maart 1951) *f* 590,— tot *f* 700,— p.m.

Sollicitaties, onder motto G/Willo 50 aan de

CENTRALE PERSONEELSDIENST BEZUIDENHOUT 15 DEN HAAG

EERSTE NED. COÖP. KUNSTMESTFABRIEK

te Vlaardingen

zoekt een

SCHEIKUNDIG INGENIEUR

voor de functie van

PRODUCTIELEIDER

van haar superfosfaatfabriek en mengmestbedrijf. Leeftijd max. 35 jaar.

Met de hand geschreven brieven (geen ballpoint) aan

PSYCHOTECHNISCH ADVIESBUREAU
Ir H. J. KOLKMAN
Heemraadssingel 88, Rotterdam

Het KONINKLIJKE/SHELL-LABORATORIUM, DELFT der N.V. De Bataafsche Petroleum Maatschappij, Broekmolenweg 20, Delft

vraagt voor research- en ontwikkelingswerk op constructief gebied een

INGENIEUR

(werktuigbouwkundig of vliegtuigbouwkundig).

Sollicitaties met uitvoerige inlichtingen te richten aan bovenstaand adres.

Middelgroot Metaalverwerkend bedrijf in het Westen des Lands, vraagt voor spoedige indiensttreding een

ERVAREN BEDRIJFSINGENIEUR

gespecialiseerd in staalconstructies.

Krachtige persoonlijkheid met goede leidinggevende kwaliteit en zeer ruime ervaring in het vak.
Voor geschikt persoon, geheel zelfstandige functie, die zeer goed gehonoreerd zal worden.
Brieven met foto en uitvoerige inl. onder no. 90792 Recl. Adv. & Advert. Bur. „Die Haghe", Plein 11, Den Haag.

GEWAPEND ASBEST CEMENT

„FERROCAL"

kokers, kanalen, kappen voor ventilatie, verwarming, afzuiging enz.

DOESBURG - TELEFOON 305

Nachtwakers-controleklokken

uit voorraad leverbaar

Personeel-controleklokken

Accoord-controle

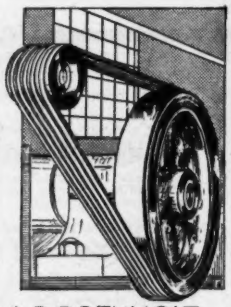
Stempelsfdruk en natuurlijke grootte:

28 VII 20 25

Prijs *f* 350.

J. Klaver TEL. 3955 Hengelo

V SNAAR-AANDRIJVINGEN



A.D.BOEKHOLT N.V.
— GRONINGEN —
AMSTERDAM—ROTTERDAM

HERHAALDE OPROEPING

Burgemeester en Wethouders van HOOGEVEEN roepen sollicitanten op naar de functie van

DIRECTEUR

van Gemeentewerken en -bedrijven

(Gasfabriek, Waterleiding, Electriciteitsbedrijf en Openbare Werken).

Salaris *f* 8468,75 tot *f* 9571,25, toelage inbegrepen. (Twee driejaarlijkse verhogingen van *f* 551,25). Kindertoelage 3% per kind met een maximum van *f* 264.— per kind per jaar; voor het 2de en volgende kind verhoogd met *f* 14,40 per kind per jaar.
Gezegelde sollicitaties binnen 10 dagen na verschijning van dit blad aan de Burgemeester. Persoonlijke aanmelding alleen na oproeping. Huur ambtswoning *f* 575.—.
Civiel ingenieurs met ervaring genieten de voorkeur.
Reeds ingezonden sollicitaties blijven van kracht.

BOILER SCALER

Survey - Degassing - Boiler cleaning - Cementing - Cleaning from rust - Painting etc.

Office:

CLEMENSSTRAAT 52 — ROTTERDAM-ZUID

TELEPHONE 71521—67227

Modern Furnished Business • Specialized Staff
First-class References.

A. DE JONG N.V., Scheepswerf en Machinefabriek, Vlaardingen,

vraagt ter assistentie van de Directie, bekwaam

WERKTUIGKUNDIG INGENIEUR

(Delft of M.T.S.)

met veeljarige practijk op het gebied van de

MACHINEBOUW.

Zij, die daarnaast enige ondervinding hebben op scheepsbouw- en scheepsreparatiegebied, genieten de voorkeur. Goede toekomstmogelijkheden voor bekwame, energieke kracht. Gunstige salaris- en emolumentenregeling.
Leeftijd tussen 30 en 40 jaar.

Eigenhandig geschreven brieven met uitvoerige inlichtingen betreffende opleiding en levensloop en met recente pasfoto te richten aan de Directie van bovengenoemde N.V.

BELGOCHIMIE S.A. GENT

KANTOOR AMSTERDAM

PAULUS POTTERSTRAAT 4 — AMSTERDAM-Z

Telefoon 22736—99511—23239

★

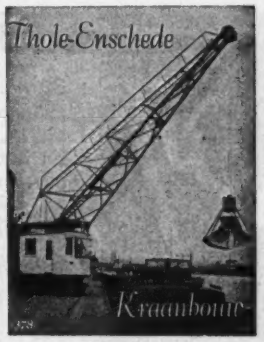
Produceert:

BRONS

GEELKOPER

ROODKOPER

MAAGDELIJK LOOD



„Versnelt Uw Productie"

Lopende band- en -kettinginstallaties

VOOR FABRICAGE - MONTAGE - TRANSPORT - SORTEREN - VERPAKKING

BAND-DROOGINSTALLATIES MET INFRAROOD OF AEROTHERMISCH

EMW

ELECTRO MECHANISCHE WERKPLAATSEN

SINGEL 312 — AMSTERDAM-C. — TEL. 35176

IMPORT
EXPORT
REPARATIES

Turbo-generatoren
Hoogspannings-schakelinstallaties
Hoogspanningsmateriaal
Installatie-materiaal
Personeels-contrôleklokken
Electrische meetinstrumenten
Electronische meetinstrumenten

Motoren
Pompen
Boormachines
Slijpmachines
Gelijkrichters
Schakelborden
kWh-meters

Ketel- en turbine-meet- en regelinstallaties.

NEDERLANDSCHE **SIEMENS** MAATSCHAPPIJ N.V.

's-Gravenhage Rijnstraat 24 Telefoon 72.38.10

CENTRALE SMERING

betekent:
Winst aan productie-uren
Blijvende nauwkeurigheid
Minder reparatie-kosten
Lager energieverbruik

Fabricage-rechten voor:

EXACTOR **Trabon**

- Centraal smeersysteem
- Geschikt voor olie en vet
- Tot 200 smeerpunten
- Geheel gesloten
- Positief

VOOR IEDERE MACHINE

Fabricage-rechten voor:

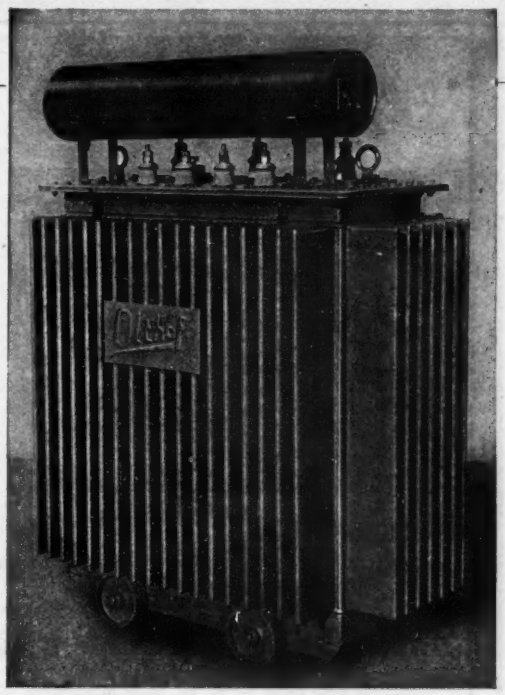
Norgren DENVER

- Nevelsmering-apparaten voor
- snel draaiende spillen en
- pneumatisch gereedschap
- Nauwkeurig regelbaar
- Positief

VOOR ELK APPARAAT

W.C.'t HART & ZN — HART — INSTRUMENTEN- EN APPARATENFABRIEK N.V.

ROTTERDAM-N · ERASMUSSINGEL 245 · TELEF. 82934



DRAAISTROOMOLIETRANSFORMATOREN
IN VERMOGENS VAN
50 TOT 5000 k.V.A.

*

OLTHOF'S TRANSFORMATORENFABRIEK N V.
Reehorsterweg 23
EDE (HOLLAND)
TELEFOON 9741

• Constructie-werken
• Ketelmakerij
• Aanleg van pijpleidingen

Reparatie- en lasbedrijf

J. van der Maat & Co. - Delft
Surinamestraat 17 - Tel. 2920, na 5.30 uur 3454

Oud lood - roestvrij staal
koper - zink - accu's - ijzer
papier - carton

kopen wij voor de hoogste prijzen
en halen het door 't gehele land bij
U af, zowel grote als kleine partijen.

Firma G. LEENTJES & ZOON ROTTERDAM-Z.
JOH. BRANDSTRAAT 2—23 — TELEFOON 75446

B. JOCKER, Rotterdam
TELEFOON Nos. 22077, 28407, 24649.

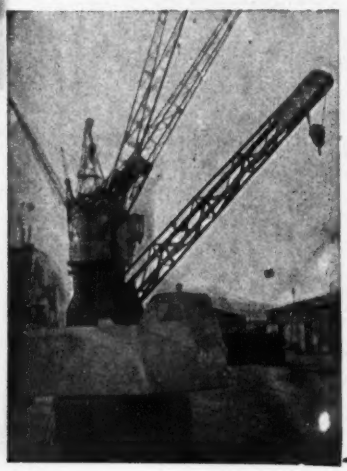
Vervaardiging van kabelverbindings-materiaal
volgens model, tekening of normaalbladen.

U belt of schrijft ons, en wij halen Uw
OUDE NON-FERROMETALEN
tegen de hoogste prijs van huis, door geheel Nederl.
Firma J. BLOCQ & Zn. - AMSTERDAM
KANTOOR: ROOSEVELTLAAN 53 — TEL. 92957
OPSLAGPLAATS: GOV. FLINCKSTRAAT 84 — TEL. 93610

A. Oranje & Zoon
Aannemers van sloopwerken, van huizen,
fabrieken en fabrieksinstallaties
★
Bergweg 28 Bergschenhoek - Tel. 40400 K. 1800 - Rotterdam

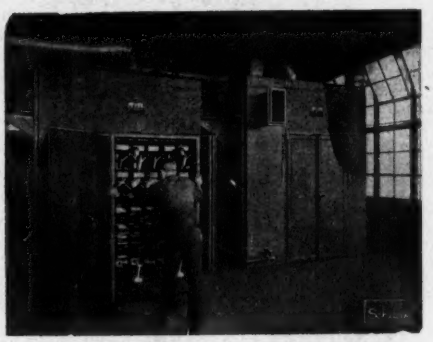
Machinefabriek
„De Volharding"
Groningen
Noorderstationsstr. 60-64
Tel. 21871
Reparaties aan alle soorten machines en motoren

N.V. CODUM
Combined Dutch Manufacturers
Coolsingel 79-IV, Telefoon 22515, ROTTERDAM
•
Fabrikanten van de eerste in
Nederland vervaardigde Rijdende Kraan



Capaciteit:
0 M radius 1500 kg.
2½ M radius
3000 kg.
•
Grote snelheden
•
Soepele bediening
•
Geheel electrisch
•
Ook leverbaar in
capaciteiten
van
6 tot 10 ton

Schilde



MOFFELOVEN
Voor kleinere onderdelen met automatische
temperatuurregeling.
Aansluiting op elke warmtebron!

BENNO SCHILDE MASCHINENBAU A.G.
Bad Hersfeld (Hessen)

Ingenieursbureau A. H. van Gastel - Bussum - Tel. 4683

TRANSFORMATOREN

voor ieder bedrijf, voor ieder doel. Ontsteek transf. voor oliestook-installaties. Ook reparatie aan alle merken onder garantie.

Lage prijs. — Vlotte levering.

A.W.G. TRANSFORMATOREN

TELEFOON 408 — VALKENSWAARD

B. J. PAASMAN

WERKTUIGENFABRIEK

HYDRAULISCHE PERSEN
en
HOGEDRUK POMPEN

Leidschevaart 14, HAARLEM, Telefoon 21918

SPUITGIETERIJ BLEI
VELSEN TEL. 4215 - BEVERWIJK 3727

Spuitgietwerk in Zink en Aluminium
Legeringen en Messing
Eigen matrijzenmakerij

Speciaal Machines
volgens ontwerp
en tekening

N.V. PROEFBEDRIJF E. B. M.
SCHERPENZEEL (Gld.) TEL. 3497 - 373

TRICHLOORAETHYLEEN PERCHLOORAETHYLEEN
VLOEIBAAR CHLOOR

N.V. NEDERL. PATENT- EN KRISTALSODAFABRIEK • WESTERSINGEL 102 • ROTTERDAM

GEBROEDERS PRAKKE N.V.

te EIBERGEN
TEL. 370
(K 5454)

Fabrikanten van:

alle soorten
- lederen drijfriemen
- lederen pakkingen
- naai- en bindriemen
- massief rond lederen snaar

vervaardigd van prima leder uit eigen looierijen.

„Prefereer Prakke's Producten"

J. H. TÖNS
ROTTERDAM
COOLHAVENSTRAAT 40
TELEFOON 50684 - 66630

★

APPARATENBOUW
voor de CHEMISCHE- EN VOEDINGSMIDDELEN INDUSTRIE

in KOPER
RV STAAL
STAAL
ALUMINIUM
LOOD

PIJPLEIDINGEN

„JOHNSON"
OLIEBRANDERS
VOOR CENTRALE VERWARMING EN INDUSTRIE
IMPORTEURS SINDS 1930
HERINGA & WUTHRICH
HAARLEM

VERWARMING EN LUCHTBEHANDELING
Gramer
Sedert 1913
ZWARTEWEG 21 DEN HAAG TEL. 184737*

- Gewapende betonwerken
- Utiliteitsbouw
- Waterbouwkundige werken
- Wegenbouw

N.V. BETONBOUW - HOOGKERK
v.h. Fa. Kool en Wildeboer
Tel.: K 5908 - 341 - 342
HOOGKERK (Gr.)

ELCALOR A.-G., AARAU (Zw.)

ELCALOR
AARAU

INDUCTIEVERWARMING MAAKT EEN NAUWKEURIGE TEMPERATUURREGELING MOGELIJK, WARMTENAWERKING TREEDT NIET OP

ELCALOR A.-G., AARAU (Zw.)
Fabriek voor electrothermische apparaten
door bemiddeling van:
INGENIEURSBUREAU Ir P. J. PLAISIER
NASSAU ZUILENSTEINSTRAAT 13 — 15
DEN HAAG — TELEFOON 776794—95

VEREN

Techn. veren voor:
- MOTORRIJWIELEN
- RIJWIELEN
- MACHINEFABRIEKEN
- SCHEEPSWERVEN
- LANDBOUWWERKTUIGEN
- ELECTROTECHNIEK ENZ.

VERENFABRIEK ATLAS N.V.

AMSTERDAMSESTRAATWEG 31 — MAARSSEN (U.)
TEL. K 3408—383

N.V. Scheepswerven „PIET HEIN"
v.h. Firma W. SCHRAM & ZONEN
Werven BOLNES en PAPENDRECHT

Reparatie- en nieuwbouw van alle soorten rivier-kustschepen en baggermateriaal

Dwarshellingen 115 en 120 M. lang, voor diepgaande vaartuigen — Overdekt Droogdok 115 x 32 Meter.

Inbouw en revisie van motoren

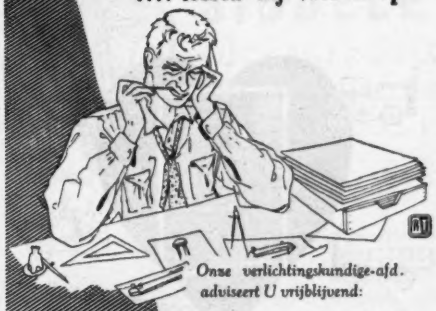
Telef.: ROTTERDAM 71354 en 77355.
DORDRECHT K 1850—3774 — RIDDERKERK K 1896—302

VAN HATTUM & BLANKEVOORT

BEVERWIJK HAARLEM

Specialisten, nationaal en internationaal, voor
BAGGERWERKEN • GRONDWERKEN • BETONWERKEN

Verlichtingsproblemen
.... lossen wij voor U op



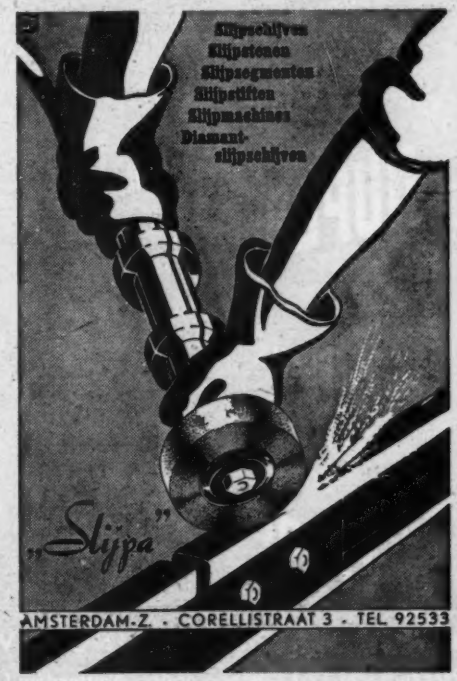
Onze verlichtingskundige-afd. adviseert U vrijblijvend:

1. de meest economische
2. de kwalitatief beste
3. de meest voordelige

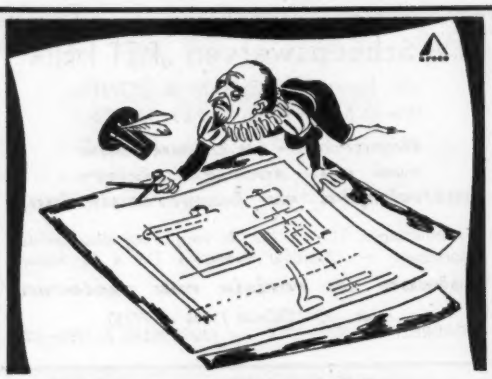
BINNEN- EN BUITEN-VERLICHTING

Uw aanvraag zien wij gaarne tegemoet

INDUSTRIA ROTTERDAM
TEL. 82860 P.O. BOX 569



AMSTERDAM-Z. - CORELLISTRAAT 3 - TEL. 92533



Lang uit de tijd....

Ozalid kent geen smetranden. Dus óók geen papierverlies. Steeds schoon en gaaf. Een lichtdruk om trots op te zijn. Geeft Uw mensen materiaal dat haar nut heeft bewezen. Geef ze Ozalid. Dat heeft vele mogelijkheden en wordt vervaardigd door vakmensen. Daar kunt U Uw vertrouwen aan schenken. Schrijft ons en U ontvangt een monster-collectie die U enthousiast maakt.

N.V. LICHTDRUKPAPIERFABRIEK DE ATLAS
BRAB. TURFMARKT 20-22 - TEL. 1077 (3 lijnen) - DELFT

ENIGE FABRIEK IN NEDERLAND, DIE OZALID PAPIEREN MAAKT

Edoux Samain

Parijs

Een wereldstad, een wereldfirma met een enorme ervaring op liftechnisch gebied. Constructies, waarvan wij nog slechts kunnen dromen, welke wij nog zien als liggende in de verre toekomst.

Edoux-Samainliften; zij zijn te vergelijken met een Robot. Een volautomatische installatie, waarmede alle commando's worden geregistreerd en in de meest economische volgorde tot uitvoering worden gebracht.

Volautomatisch ook voor meerdere liften gecombineerd.

De electrische apparatuur is een wonder van techniek. Zij functionneert geruisloos, evenals trouwens de gehele installatie, waarvoor de naam „Lift" allerminst tot uitdrukking brengt de elegante wijze, waarop met deze installatie een verticale verplaatsing mogelijk wordt.

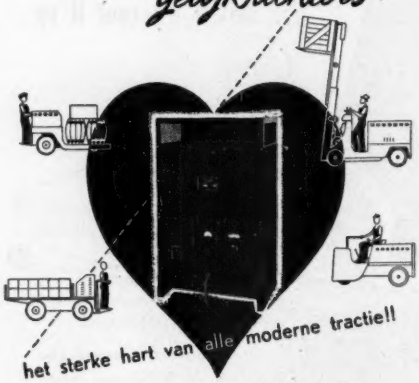
Aansluiting op het draaistroomnet, doch de voeding gelijkgericht met lage spanning. De moderne lift ook thans in ons land!

GENERAALVERTEGENWOORDIGING VOOR NEDERLAND:

MEENT 34 · TEL. 29600 · ROTTERDAM

DUPER WATERREINIGING N.V.
Herengracht 120 Telefoon 36468 Amsterdam-C.

DAVENSET *gelijkrichters*



het sterke hart van alle moderne tractie!!

Een volledige automatische lading van tractie-batterijen in een korte ladingsperiode, bereikt U alléén met Davenset gelijkrichters!

van Eyle & Ruygers n.v.

INDUSTRIEGEBOUW GOUDSESINGEL, ACHTERKLOOSTER 3 · ROTTERDAM · TELEFOON 18234

ELECTROSTOOM

Reparatie-afdeling

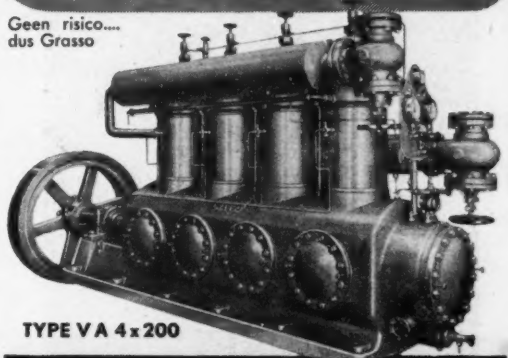
- alle voorkomende herstellingen aan Uw electrische machines, transformatoren en electrische toestellen
- technische adviezen en kostenbegrotingen voor omvangrijke reparaties (ook ter plaatse) door het gehele land.

N.V. E. M. ELECTROSTOOM

POSTBUS 301. ROTTERDAM. TEL. 82720 (7 lijnen)

KOEL-INSTALLATIES
VOOR ELK DOEL

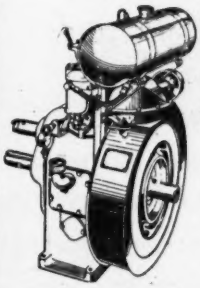
Geen risico.... dus Grasso



TYPE V A 4 x 200

GRASSO's

MACHINEFABRIEKEN N.V., 's-HERTOGENBOSCH



5—8 PK.

ARMSTRONG SIDDELEY

LUCHTGEKOELDE DIESELMOTOREN VAN 5 TOT 22 P.K

Door solide uitvoering en gemakkelijke plaatsing bij uitstek geschikt voor de aandrijving van deklieren, dynamo's, luchtcompressoren, enz.

Direct uit voorraad leverbaar

IMPORTEUR:

N. W. ROEPERS, NUNSPEET

TELEFOON 2434

★ Vraagt U ook eens onze prijzen van de „WIDDOP" scheepsdieselmotoren van 20—800 P.K. en de „AILSA CRAIG" scheeps- en stationnaire dieselmotoren van 10—60 P.K.

BODDAERT & Co.

IJZERGIETERIJ

MIDDELBURG

TEL. K 1180—2895.
POSTBUS 60

elk aantal

Vormmachine-gietwerk

elk gewicht

MODELMAKERIJ

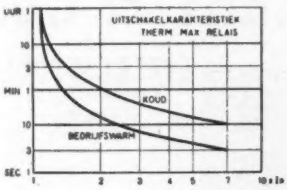
van 20 kg.

Handvorm-Gietstukken

tot 20 ton.

KLEIN EN... *feilloos*

DKT 10



3-polige motorbeveiligingsschakelaar met relais, instelbaar tot 1,6-voudige stroomwaarde.

De constante qualiteit van het gebruikte bimetaal waarborgt bedrijfszekerheid onder alle omstandigheden. Contacten van zuiver zilver, met tweevoudige onderbreking per phase.

even goed en belangrijk goedkoper dan buitenlands fabrikaat!

Bauduin

N.V. ELECTRISCHE APPARATENFABRIEK

v/h Van Wijk & Visser

GELDERMALSEN TEL. K 3455 - 344

In- en Verkoop

BLOKMETAAL-BLOKLOOD-OUDE METALEN

en Residuen

FA GEBR. PLATTEEL — DEN HAAG

Kantoor: Daguerrestraat 119 ..... Tel. 390154
Reitzstraat 215 ..... Tel. 333638
Vinkensteinstraat 125/127 ..... Tel. 336925
Binckhorstlaan 173 ..... Tel. 772049

B. F. HANNENBERG

ELECTRO-TECHNISCH BUREAU

voor

Scheeps- Fabrieks- en Kraaninstallaties

reparatie • onderhoud

HAARLEM • OBISTRAAT 79 • TELEF. 20652

„VISNO"

Metaalbedrijf en Reparatie-inrichting

Spaarndamseweg 252 — Haarlem — Tel. 14233—22986

Visno figuurschaar — Rollen banen — Constructiewerk — Elevatoren — Tanks — Lopende banden — Afzuiginstallaties — Transporteurs — Zandstraal cabins.

AANNEMERSBEDRIJF

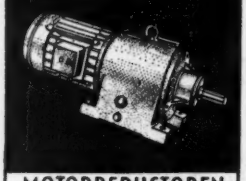
FIRMA v. d. BRON & VISSER,

BOUW-, GROND- EN BETONWERKEN

DEN HAAG — TELEFOON 181958—720471

Uit ons leveringsprogramma op het gebied van de aandrijvingstechniek:

SEW



MOTORREDUCTOREN

VERTICAAL OF HORIZONTAAL

De ideale aandrijving voor langzaamlopende machines

Alleenimporteurs

VERWAAIJEN & CO'S

NOORDERKANAALWEG 63/70

TELEFOON 84794 (5 lijnen)

ROTTERDAM-N.

CUPOLOVENS

KROESOVENS

VLAMOVENS

SMEEDOVENS

AANWARMOVENS

SPANTOVENS

EMAILLEEROVENS

HARDINGSOVENS

VERZINKOVENS

KERNDROOGOVENS

VORMDROOGOVENS

LAKDROOGOVENS

★

INDUSTRIE-OVENBOUW

RENIRIE & Co.

CUYK a.d. MAAS

ROTTERDAMSCHE PLAATWERK INDUSTRIE

PIEKSTRAAT 20 — ROTTERDAM — TEL. 79550 (2 lijnen)

TEVEMA

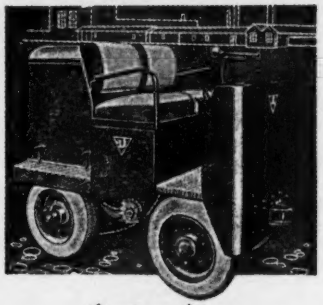
FABRIEK VAN TECHNISCHE VEEREN N.V. i.o.

Kleine Wittenburgerstraat 50-52
Amsterdam-C. Tel. 58404 (3 lijnen)

Onderstation van het G.E.B. Dordrecht met oliearme ventielschakelinrichting 13 kV, type 0-12-10, afschakelvermogen 350 MVA

De nieuwe

IVO-TREKKER



De ontwermoeibare

DIESEL-TREKKER

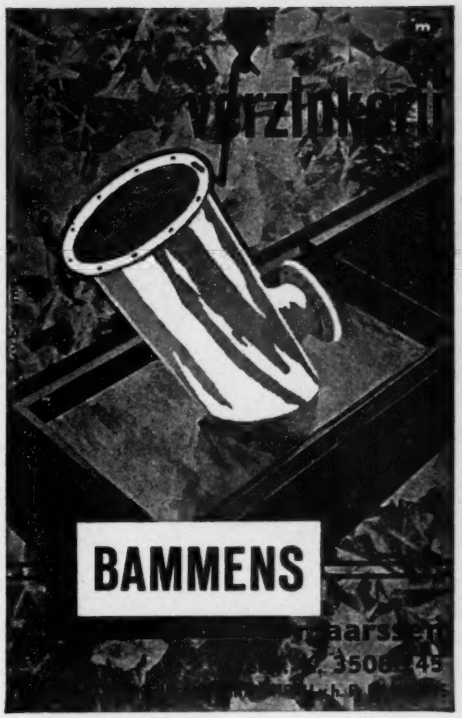
VOOR INTERN TRANSPORT

TREKKRACHT: 20 TON

OPG. 1836

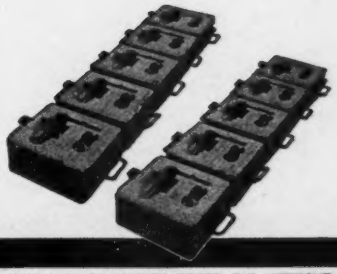
JOSEPH VÖGELE A·G MANNHEIM

IMPORTRICE MECHANISCH TRANSPORT UNIE „METRAM" · SCHEIDINGSWEG C 221 · TEL. 24753 METRAM NIJMEGEN



Machine vormwerk

voor de productie van staalgietwerk
voor Uw seriefabrikaten



DEMKA STAAL

NEDERLANDSCHE STAALFABRIEKEN V/H J. M. DE MUINCK KEIZER N.V. UTRECHT